



# TREBALL FINAL DE GRAU



ESCOLA  
POLITÈCNICA SUPERIOR  
UNIVERSITAT DE LLEIDA  
INSPIRING THE FUTURE

**Estudiant:** Josep Mayoral Colomer

**Titulació:** Grau en Enginyeria Mecànica

**Títol de Treball Final de Grau:** Projecte de desenvolupament, disseny i construcció del sistema d'accionament de la direcció i la suspensió adaptativa per a un vehicle a petita escala i de múltiples eixos amb bogies.

**Director/a:** Joan Roca i Enrich

**Presentació**

**Mes:** Octubre

**Any:** 2020




## Índex

1. Objecte del treball.....	3
2. Abast del treball.....	4
3. Antecedents.....	5
3.1. Projectes previs relacionats.....	5
3.2. Tecnologia existent que es pot aplicar.....	8
3.2.1. Sistema d'accionament.....	8
3.2.2. Part electrònica: Sistemes de control i comandament.....	17
3.3. Exemples de disseny similars o relacionats ja existents.....	19
4. Normes i referències.....	20
4.1. Programes utilitzats.....	20
4.2. Fonts d'informació.....	20
5. Requisits de disseny.....	21
5.1. Requisits de fabricació i adquisició.....	21
5.2. Requisits de funcionament.....	21
Cas1: Tot el pes del vehicle recau sobre un únic bogie.....	22
Cas2: Tot el pes del vehicle recau repartit sobre els 4 bogies elevant-se uniformement.....	22
Cas3: El vehicle està únicament girant.....	22
Cas4: Tot el pes del vehicle recau repartit sobre els 4 bogies elevant-se uniformement, i la direcció del vehicle també està actuant.....	22
Requeriments dels sistema de control.....	23
Requeriments de posicions màximes:.....	23
6. Possibles solucions.....	25
6.1. Anàlisi d'un sistema basat en motors-reductors elèctrics amb rosca-femella com a solució.....	25
Posició de l'actuador.....	25
Càlcul de l'increment d'energia potencial entre les dues posicions extremes de la suspensió i pre-selecció de l'actuador elèctric necessari.....	29
Estudi de forces que rep el conjunt.....	30
Estudi del parell màxim necessari per a l'accionament.....	38
Càlcul dels esforços de la tija a tracció-compensió.....	39
Estudi del temps entre posicions extremes.....	41
Imatges del disseny.....	45
Diagrama principal de control-execució.....	50



6.2.	Anàlisi i selecció d'un sistema oleohidràulic com a solució .....	51
	Ubicació de l'actuador.....	51
	Càlcul de l'increment d'energia potencial entre les dues posicions extremes i pre-selecció del cilindre hidràulic necessari .....	54
	Estudi de forces que rep el conjunt.....	55
	Dimensionament del cilindre tal que sigui capaç d'accionar la suspensió. ....	60
	Dimensionament del cilindre tal que sigui capaç d'accionar la direcció. ....	61
	Estudi dels esforços de compressió de la tija del cilindre .....	61
	Estudi de la bomba oleohidràulica necessària .....	62
	Estudi del temps entre posicions extremes .....	65
	Imatges del disseny .....	68
	Diagrama principal de control-execució i circuit hidràulic de control de l'opció hidràulica .....	73
6.3.	Anàlisi del sistema de control i accionament.....	75
	Controlador.....	75
	Sensors .....	75
7.	Resultats finals .....	76
7.1.	Selecció del tipus d'accionament a implementar.....	76
	Selecció de la bomba hidràulica .....	80
	Selecció de les vàlvules hidràuliques.....	80
7.2.	Disseny de detall final en 3D i construcció del conjunt.....	82
	Disseny Final.....	82
	Conjunt Suspensió.....	82
	Conjunt Direcció .....	86
	Conjunt General.....	88
	Càlcul d'esforços dels elements .....	91
	Conjunt suspensió .....	91
	Conjunt direcció .....	93
7.3.	Programació del mòdul controlador Arduino .....	97
8.	Conclusions i valoracions .....	98
9.	Planificació .....	99
10.	Agraïments.....	100

 Universitat de Lleida Escola Politècnica Superior	<b>Projecte de desenvolupament, disseny i construcció del sistema d'accionament de la direcció i la suspensió adaptativa per a un vehicle a petita escala i de múltiples eixos amb bogies.</b>	
	Autor: Josep Mayoral Colomer	
	MEMÒRIA	Pàgina: 3 de 100

## 1. Objecte del treball

L'objectiu principal d'aquest treball de final de grau és dissenyar i implementar una suspensió adaptativa per un vehicle tot terreny de 8 rodes agrupades en 4 bogies i de petita escala. Partint d'uns requeriments fixats, com són les posicions extremes d'alçada del vehicle, el pes i el disseny del propi bogie i de la transmissió a les rodes via uns basculants de la suspensió, que es desenvolupen en altres dos treballs previs a aquest.


També es desenvoluparà el disseny i la implementació del sistema de direcció articulada per aquest mateix vehicle, tenint les posicions màximes de gir com a requeriments.

A banda d'aquests dos objectius principals bàsics, també s'hi afegeix el de plantejar una idea inicial i citar els components necessaris per a poder controlar mitjançant l'entorn IDE en Arduino el moviment dels dos sistemes anteriorment nombrats.

La suspensió del vehicle s'ha de controlar de manera que aquesta es pugui adaptar tant manualment com mitjançant un control automàtic d'estabilitat del vehicle per tal de reduir la inclinació quan aquest es mogui per un terreny amb una forta pendent, ja sigui longitudinal o transversal al vehicle.

Aquest treball és fruit d'un encàrrec del tutor i des del grup de recerca per a un prototip d'un vehicle forestal, i per tant aquest treball conforma una de les línies de recerca d'aquest grup.

La fabricació, compra i implementació de tots els elements en el vehicle era vigent fins que hi va haver l'estat d'alarma degut a la pandèmia de la COVID-19, la qual va fer que aquest treball es retrassés, ja que es va prohibir i posteriorment es fa dificultar l'entrada als laboratoris de la universitat.

 Universitat de Lleida Escola Politècnica Superior	<b>Projecte de desenvolupament, disseny i construcció del sistema d'accionament de la direcció i la suspensió adaptativa per a un vehicle a petita escala i de múltiples eixos amb bogies.</b>	
	Autor: Josep Mayoral Colomer	
	MEMÒRIA	Pàgina: 4 de 100

## 2. Abast del treball

L'abast d'aquest treball té dues tasques diferenciades, la primera consisteix en dissenyar el conjunt de suspensió del vehicle, i la segona en dissenyar el conjunt de direcció d'aquest mateix vehicle.

En ambdós conjunts s'estudiaran les forces en el vehicle i la força que ha de fer cada actuator en funció del tipus d'actuator, la ubicació d'aquest i el cas proposat. També s'estudiaran els esforços que reben els actuadors, es dimensionaran i es calcularà, també, el temps entre posicions extremes de cada opció.

Es treballa en base a dos opcions d'actuadors a utilitzar, la primera és mitjançant actuadors elèctrics amb motor-reductors i un mecanisme rosca-femella per a poder accionar tant la direcció com la suspensió, la segona és mitjançant actuadors oleohidràulics.

Primerament es fa un anàlisi dels requeriments ja establerts anteriors a aquest treball i se'n fixen alguns altres de nous en proposta pròpia o bé pel director del treball, es proposen diversos dissenys bàsics amb diferents solucions i se'n fa un estudi de les alternatives realitzant tots els càlculs necessaris per a l'accionament.

Finalment, se n'escull una de les propostes com a solució final, de la qual se'n fa un disseny de detall amb tots els components necessaris per al muntatge i funcionament del vehicle.

Queda fora de l'abast del treball l'estudi i disseny dels sistemes i components annexes al vehicle, també, encara que sí que se n'estudiaran els esforços dels elements de suports, queda fora de l'abast la optimització dimensional i estructural del vehicle, sobretot d'aquelles peces que rebin esforços que en faltin per definir i/o siguin desconeguts. També queda fora de l'abast la implementació completa del control i comandament amb Arduino i també la construcció de tots els elements i el conseqüent muntatge del prototip, ja que no hi ha hagut temps degut a la COVID-19.

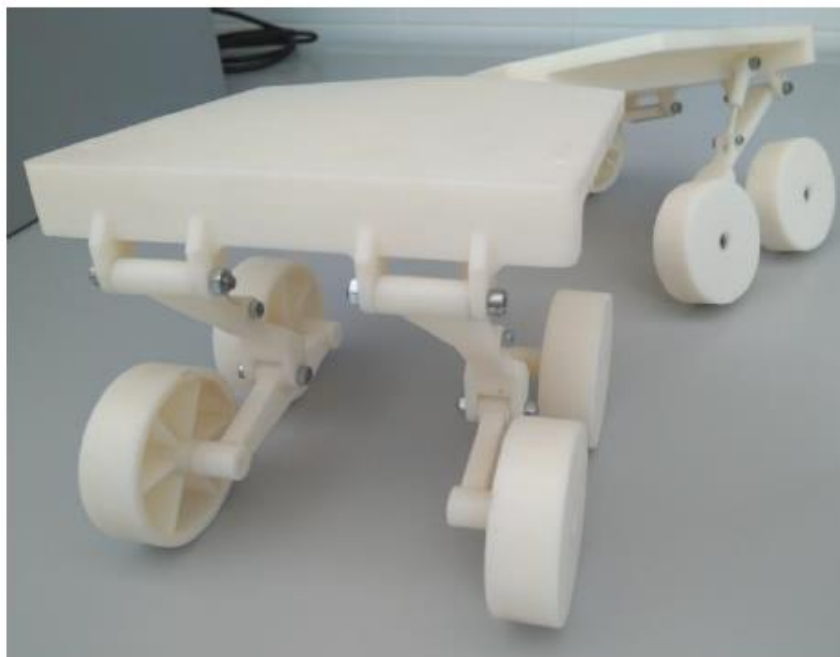


### 3. Antecedents

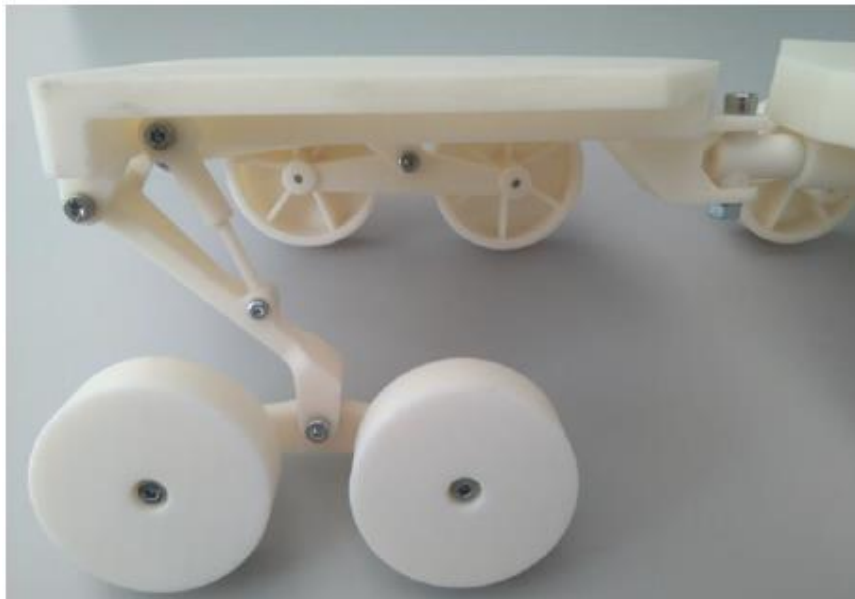
#### 3.1. Projectes previs relacionats

El present treball s'emmarca dins d'un projecte ja existent i en desenvolupament, dut a terme pel grup de recerca de la UdL SEMB (Sustainable Energy, Machinery and Buildings).

El projecte es centra en el desenvolupament d'un vehicle tot terreny de 8 rodes amb una gran capacitat de superació d'obstacles. El vehicle consta de dos mòduls units amb una unió bi-articulada, cada mòdul consta de 4 rodes, 2 a cada costat del mòdul. Cada parell de rodes estan unides amb un bogie, aquest s'encarregarà de transmetre la potència a les rodes i s'uneix al xassís mitjançant un basculant. A més a més, aquest basculant, que està unit al mòdul amb una articulació que permet la revolució d'aquest, té també un segon punt d'unió que, mitjançant un sistema de suspensió permet la variació d'altura de les rodes respecte el mòdul o estructura del vehicle. En la Figura 1 i Figura 2 es pot veure un prototip inicial del vehicle, sense transmissió per tal de poder-hi veure d'una forma bàsica el funcionament i la distribució d'aquest.



*Figura 1: Imatge en perspectiva d'un model conceptual i inicial del vehicle.*



*Figura 2: Imatge lateral del model conceptual i inicial del vehicle.*

En un primer treball anterior a aquest realitzat a l'any 2019 pel Josep Maria Valero, i amb títol: **Desenvolupament i construcció de la transmissió a les rodes d'un vehicle a petita escala de múltiples eixos amb bogies**, es va dissenyar i construir un prototip del bogie amb la transmissió, es poden veure els resultats d'aquest treball en la Figura 3 i Figura 4.



*Figura 3: Imatge en vista superior del disseny del conjunt bogie amb les rodes incorporades.*



Figura 4: Imatge de la transmissió del bogie amb tots els eixos i elements motrius ja instal·lats.

En un segon treball anterior a aquest i realitzat aquest mateix any 2020 pel Roger Mateu i amb títol: **Desenvolupament, disseny i construcció dels subconjunts del basculant i de transmissió d'un vehicle a petita escala de múltiples eixos amb bogies**, es va dissenyar el conjunt de transmissió i també un prototip del basculant d'aquest vehicle, el qual el podem veure en les imatges de la Figura 5 i Figura 6.

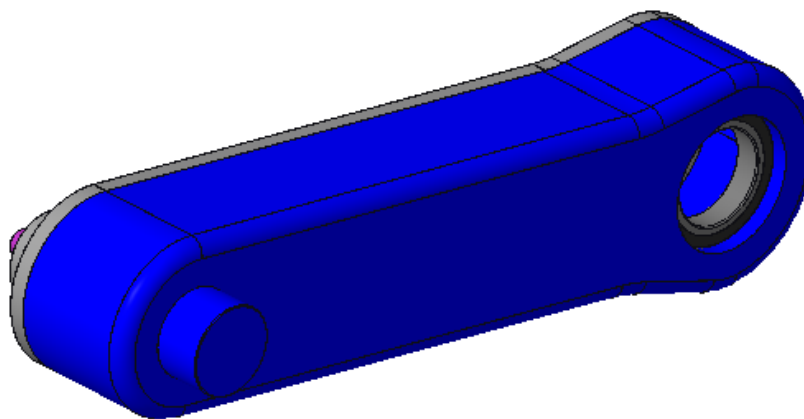


Figura 5: Imatge en vista perspectiva del disseny en CAD del conjunt basculant sense els elements de transmissió

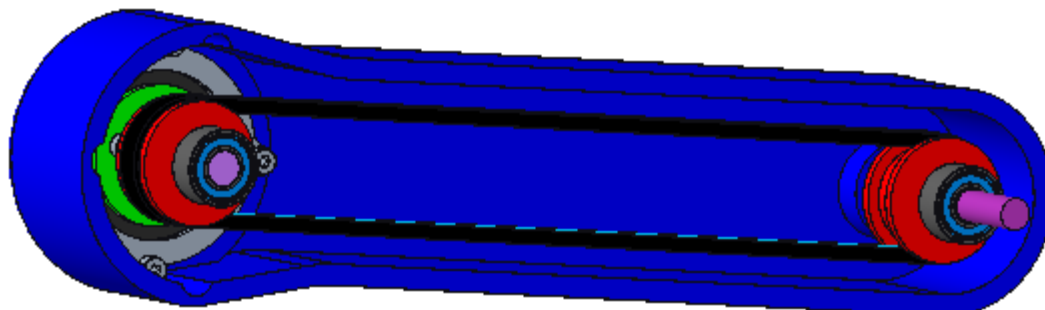



Figura 6: Imatge en vista perspectiva del disseny en CAD del conjunt basculant amb els eixos i altres elements de transmissió.



 <b>Universitat de Lleida</b> Escola Politècnica Superior	<b>Projecte de desenvolupament, disseny i construcció del sistema d'accionament de la direcció i la suspensió adaptativa per a un vehicle a petita escala i de múltiples eixos amb bogies.</b>	
	Autor: Josep Mayoral Colomer	
	MEMÒRIA	Pàgina: 8 de 100

## 3.2. Tecnologia existent que es pot aplicar

Aquest apartat es limita a fer una breu introducció a tots els elements que es tractaran posteriorment en el treball.

Es pot diferenciar entre dos parts bàsiques: la part mecànica (sistema d'accionament), que fa referència a tots els components físics que accionen o intervenen directament en el moviment de la suspensió, i dividida en components del sistema oleohidràulic i components del sistema elèctric-mecànic i en una altra part electrònica fent referència a tots els elements de control i monitoratge dels actuadors.

### 3.2.1. Sistema d'accionament

#### 3.2.1.1. Sistema oleohidràulic

Qualsevol sistema hidràulic està compost, bàsicament, dels següents elements nombrats:

- Un dipòsit de fluid hidràulic.
- Una bomba impulsora.
- Vàlvules de control.
- Vàlvula d'alleujament, que proporciona una sortida a l'equip en cas de produir-se un augment excessiu de la pressió del fluid dins del circuit.
- Vàlvules de regulació de cabal, que mantenen un cabal constant.
- Actuador hidràulic lineal, que pot ser de simple o doble efecte, sent l'element que transmet la força final.
- Xarxa de conductes pels quals circula el fluid des de la bomba fins als actuadors i retorna al dipòsit acumulador.
- Filtres de neteja del fluid hidràulic.
- Acumulador hidràulic d'energia.

#### Fluid hidràulic

Un fluid hidràulic és un líquid que té unes propietats característiques:

És un fluid incompressible en un ampli rang de pressions, ofereix una bona capacitat de lubricació, segueix tenint una bona viscositat i un punt d'ebullició elevat, no és inflamable, és químicament inert i no corrosiu.

En general els fluids hidràulics presents al mercat es poden agrupar, en general, en tres grans grups:

- Fluids sintètics de base aquosa
- Fluids sintètics no aquosos
- Olis minerals o sintètics



### Dipòsit hidràulic

Les funcions bàsiques que té el tanc hidràulic, són les de funcionar com a dispositiu d'emmagatzematge i reserva del fluid, així com de dissipador de calor a través de les seves parets laterals.

Aquest dipòsit, sovint bé separat de la bomba hidràulica, tot i que en alguns casos d'elements compactes, s'uneix tot en un únic conjunt.

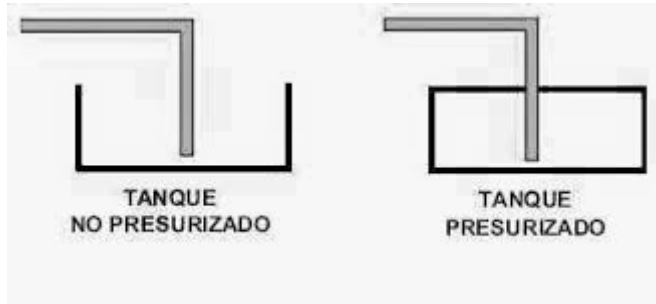


Figura 7: Simbologia d'un tanc hidràulic obert a l'atmosfera i un pressuritzat.

### Filtres

Un dels elements que sovint conforma una instal·lació hidràulica, són els filtres, que com indica el seu propi nom, filtra el fluid hidràulic, i evita que, si en el sistema hi ha brutícia produïda pel funcionament del sistema, aquesta tingui contacte en elements sensibles de la instal·lació, com les vàlvules, o la bomba hidràulica.

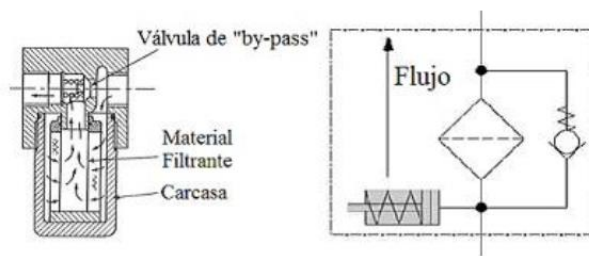


Figura 8: Simbologia i esquema d'un filtre hidràulic.

### Bombes hidràuliques

L'element que impulsarà el fluid i generarà el flux dins del circuit és una bomba hidràulica d'engrenatges, que està definida pel cabal que és capaç de generar. Aquest tipus de bombes d'engrenatges, tot i fer un soroll elevat durant el seu funcionament, són compactes, relativament econòmiques i tenen poques peces mòbils, tenint un rendiment acceptable.

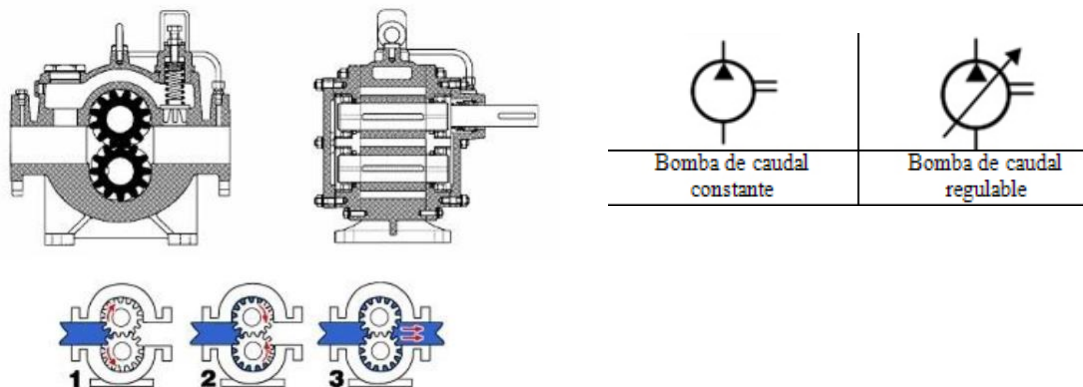


Figura 9: Bomba d'engrenatges; Simbologia i principi de funcionament

### Cilindre actuator

El cilindre actuator es l'element final que transmet l'energia mecànica a la carrega que es desitja moure. Els actuadors més coneguts, son els cilindres lineals; Figura 10, tot i que també hi ha elements actuadors de tipus rotatius.

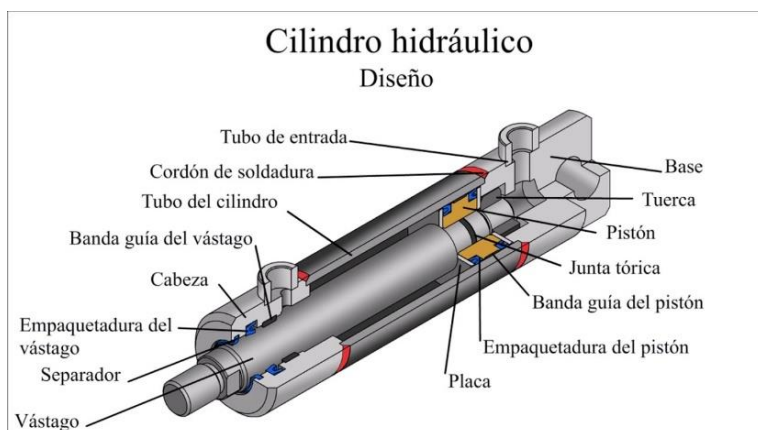


Figura 10: Parts d'un cilindre hidràulic de doble efecte.

Aquests cilindres poden ser de simple o de doble efecte. Els de simple efecte tenen un funcionament on l'oli entra i surt només per un costat de l'èmbol, i per tant només pot transmetre esforç en un únic sentit. El retrocés s'aconsegueix pel propi pes del cilindre, per una força exterior, o bé, i més usual, per l'acció d'una molla situada a l'interior del cilindre. Pel l'altra banda, els cilindres de doble efecte l'oli pot entrar en els dos costats de l'èmbol, i per tant, es pot transmetre esforç en els dos sentits de moviment.

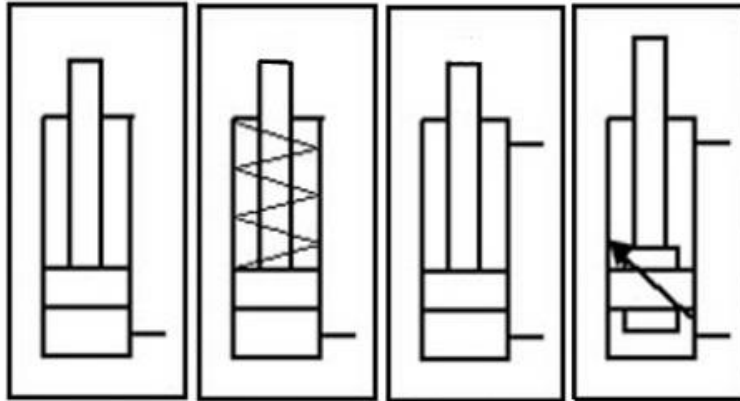


Figura 11: Simbologia normalitzada dels diferents tipus de cilindres hidràulics

A l'hora d'escollir actuador, cal tenir en compte que la tija del cilindre està sotmesa a esforços de compressió, i per tant, corre el risc de sofrir el fenomen de vinclament, que és la deformació que sobrevé a una barra quan se li sotmet un esforç de compressió. Per tenir en compte aquest tipus d'inestabilitat, es comprova si per les condicions particulars del cilindre i del muntatge, el vinclament que aquest tindrà és admissible o no. La comprovació es realitza aplicant la fórmula de Euler:

On:

$$F_p = \frac{\pi^2 * E * I}{L_p^2 * C_s}$$

$F_p$ : Força en N a la que està sotmesa la tija

$E$ : Mòdul d'elasticitat del material de la tija

$I$ : Moment d'inèrcia de la tija en  $m^4$

$L_p$ : Longitud lliure al vinclament en m

En el cas general de l'acer, s'utilitza un valor de mòdul d'elasticitat de  $E = 2,1 * 10^{11} N/m^2$ .

Per a les seccions de la tija, que sovint s'utilitza seccions circulars, el moment d'inèrcia és:  $I = \frac{\pi * d^4}{64}$ , sent el diàmetre de la tija en m. Depenent del tipus de fixació que porti el cilindre, el valor de la longitud lliure a vinclament ( $L_p$ ) variarà seguint els valors de la següent Figura 12 segons la següent formula:

$$L_p = C * K$$

On:

$L_p$ : Longitud lliure al vinclament

$C$ = Longitud màxima de vinclament

$K$ =Factor de fixació

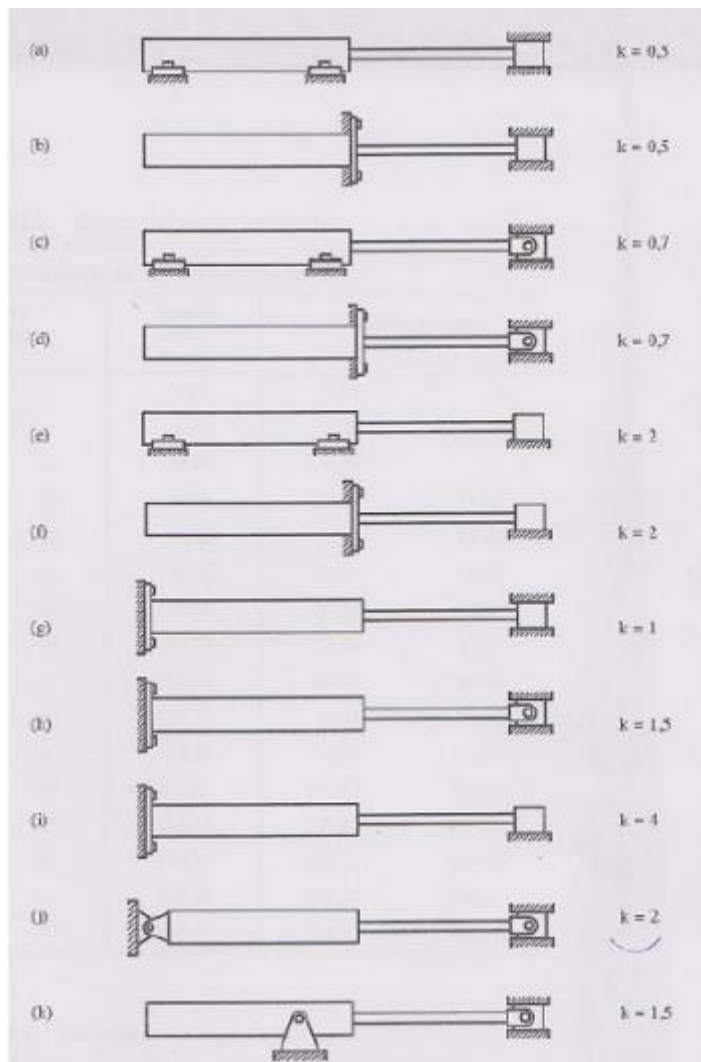


Figura 12: Factor K del vinclament depenent del mètode de fixació al qual està sotmès l'actuator

### Tubs hidràulics

Per a la conducció d'aquest fluid hidràulic s'utilitzen, tant canonades rígides d'acer sense soldadura, com mànegues flexibles.

Sovint, per a sistemes que són mòbils i on la pressió és força elevada, per a distàncies curtes s'acostuma a utilitzar unes mànegues flexibles que estan compostes per una sèrie d'elements; en la Figura 13 es pot veure un esquema amb els materials que la poden conformar:

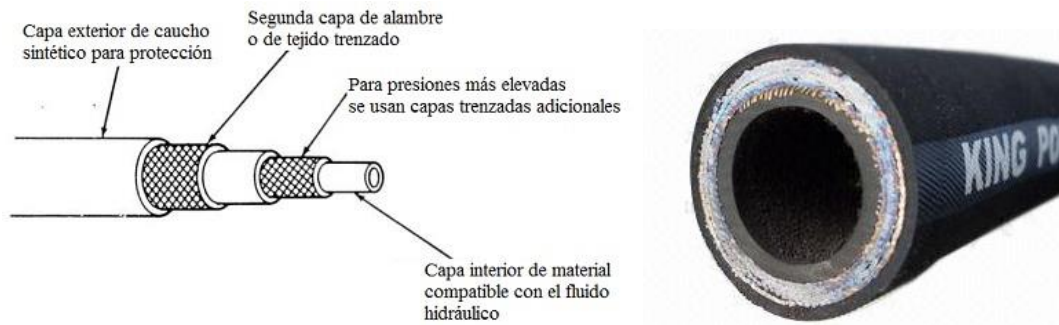


Figura 13: Mànega flexible d'aplicacions hidràuliques

Per a instal·lacions amb una pressió de treball més reduïda, es poden utilitzar mànegues flexibles de goma, o amb menys materials en el seu interior.

### Vàlvules

Les vàlvules fan referència a un conjunt d'elements que poden fer de regulació control, comandament de direcció... Hi ha vàlvules de diversos tipus: vàlvules controladores de pressió, vàlvules controladores de cabal, vàlvules direccionals o distribuïdores, vàlvules de bloqueig en un sentit, o vàlvules de pas.

- Vàlvules direccionals: Distribueixen el flux dins del circuit hidràulic i hi ha de dos tipus:
  - Vàlvules antiretorn: Permeten el pas del fluid en un sentit i ho impedeixen en el sentit contrari.

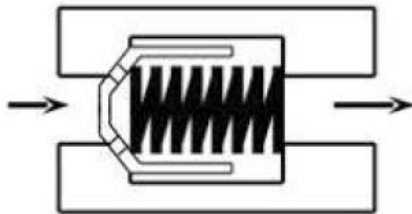


Figura 14: Vàlvula antiretorn.

- Vàlvules distribuïdores: permeten la distribució del cabal, aquestes poden ser controlades de diverses formes, ja sigui d'accionament manual, d'accionament elèctric (mitjançant un electroimant), d'accionament hidràulic, o bé d'accionament mecànic mitjançant algun tipus de motor per poder-les obrir de forma gradual.

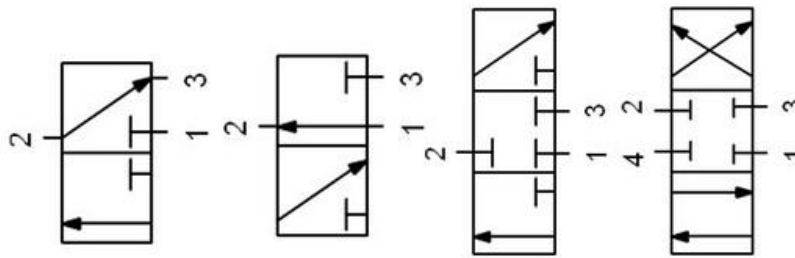


Figura 15: Vàlvules hidràuliques de 3 vies i dos posicions (3/2) normalment tancada(NC), 3/2 NO, 3/3 NC i 4/3 NC

- Les vàlvules limitadores de pressió actuen quan la pressió del fluid en l'interior del circuit aconsegueix un cert valor establert. Aquestes vàlvules, segons la seva funció es poden classificar en:
  - Vàlvules de seguretat: Protegeixen el circuit general de sobrepressions.

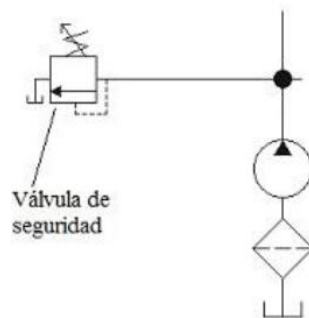


Figura 16: Simbologia i posició de la vàlvula de seguretat.

- Vàlvules de compensació de carrega: s'utilitzen per mantenir una pressió mínima aigües amunt, evitant així que augmenti la velocitat d'un actuator per absència d'una resistència en el circuit.

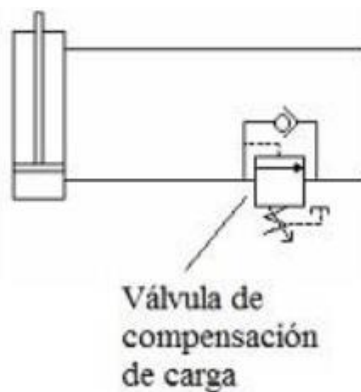


Figura 17: Simbologia i posició de la vàlvula de compensació





- Vàlvules limitadores de cabal: limiten el cabal màxim que circula pel circuit, derivant l'excés de cabal al tanc de retorn.

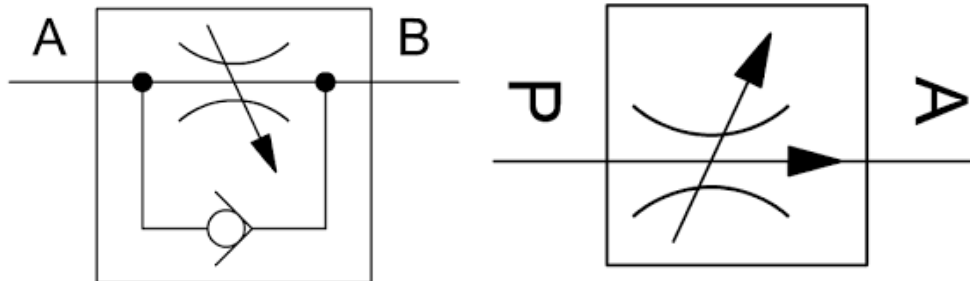


Figura 18: Simbologia de la vàlvula reguladora de cabal, amb i sense vàlvula direccional

### Acumuladors

Un altre element que pot i sovint forma part d'un sistema hidràulic son els acumuladors, un recipient parcialment ple d'aire comprimit que té la funció bàsica de mantenir i acumular energia en forma de volum de fluid i que es pot utilitzar en qualsevol moment determinat i així, mantenir i suavitzar l'entrega de pressió constant en el sistema. Una altra funció que tenen és que poden actuar com un amortidor per a absorbir algunes fluctuacions en la pressió del fluid, i en alguns casos evitar l'efecte pel cop d'airet.

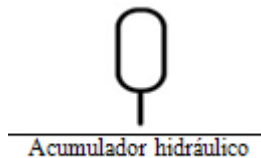


Figura 19: Simbologia d'un acumulador hidràulic

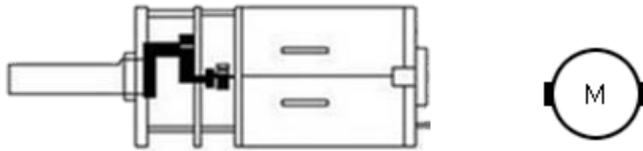
### 3.2.1.2. Sistema elèctric

#### Motor-reductor

Per tal de transformar l'energia elèctrica amb energia mecànica, s'utilitza un motor elèctric de corrent contínua (DC).

Aquests motors poden proporcionar un parell i una velocitat determinada, segons el voltatge que se li apliqui. És per això que per tal de poder augmentar aquest parell, la majoria de motors porten un element reductor de velocitat, que fa que aquest augmenti. Existeixen diversos tipus de reductors, però un de molt compacte és el reductor per engranatges, el qual permet que en poca distància hi hagin una sèrie d'engranatges que redueixin considerablement la velocitat entre la entrada i la sortida, augmentant el parell. Un inconvenient, es que els engranatges no son perfectes i es perd energia útil en la transformació.





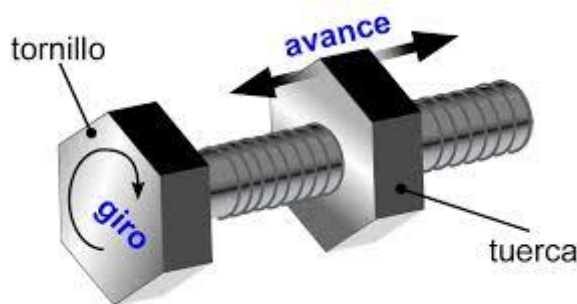
*Figura 20: Esquema d'un motor-reductor compacte i símbol d'un motor elèctric*

### Mecanisme rosca-femella

Per tal de poder transformar el moviment giratori del motor en un moviment lineal, es pot utilitzar un sistema força convencional com és el mecanisme cargol femella. En aquest mecanisme hi ha un element (cargol) que gira i un altre (femella) que està solidari a un element que es desplaça linealment.

El mecanisme, té la particularitat que per cada volta del cargol, la rosca solament avança la distància que té entre els filets d'aquesta (Pas de rosca), i per tant té una reducció considerable de velocitat. D'altra banda, la força que es pot transmetre, o que hi ha entre el parell necessari per a girar el cargol i la força longitudinal que pot realitzar la femella és molt elevada.

Una altra característica important, és que aquest mecanisme, sovint i depenent del tipus de rosca utilitzat, és irreversible. De manera que la transformació de moviment únicament serà de giratori a lineal i no a l'inrevés. Això fa que la càrrega o l'element que es desplaça, únicament ho farà quan la rosca giri, i quedarà fixe en una posició quan a la rosca no se li apliqui cap mena de parell.



*Figura 21: Funció principal del mecanisme Rosca-femella*



### 3.2.2. Part electrònica: Sistemes de control i comandament

#### *Placa controladora Arduino UNO*

Un Arduino UNO és una placa electrònica basada en un microcontrolador ATmega328. Compta amb una sèrie d'entrades i sortides digitals i analògiques dels quals alguna es pot utilitzar com a sortides PWM (Modulació per amplada de pols). Arduino és una plataforma de desenvolupament de computació física de codi obert.

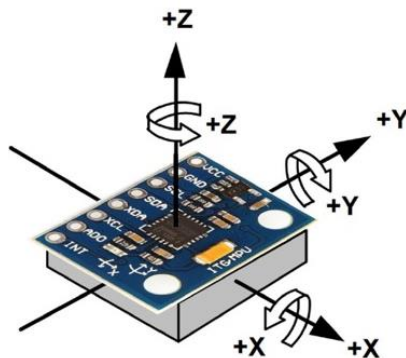
Gràcies a un programa d'ordinador, és pot crear el codi i un cop carregat a la placa aquesta funciona com un controlador.



*Figura 22: Placa controladora Arduino, juntament amb un cable de connexió per a l'ordinador.*

#### *Acceleròmetre MPU6050*

El MPU6050 és una unitat de mesura inercial IMU (Inertial Measurement Units) de 6 graus de llibertat, ja que combina un acceleròmetre de 3 eixos i un giroscopi de també 3 eixos en un mateix xip. Es comunica amb el Arduino a través d'una interfície I2C i posseeix una llibreria preestablerta per al seu us immediat.



*Figura 23: Imatge d'un acceleròmetre MPU6050, juntament amb els 3 eixos de l'espai*



### Sensor de distància d'ultrasons HC-SR04

El sensor HC-SR04 és un sensor de distància ultrasònic i de baix cost. És un sensor utilitzat freqüentment en la robòtica.

El seu funcionament consisteix en emetre un so ultrasònic en un instant determinat per un dels transductors, aquest so rebota en algun objecte present, aquest ressò és captat pel segon transductor un instant després de ser enviat. Mitjançant el controlador Arduino es calcula la distància a la que està situat l'objecte ja que aquesta distància és proporcional al temps que demora entre l'enviament del so i la rebuda de l'eco.



Figura 24: : Imatge d'un sensor HC-SR04

### Servomotors

Un servomotor es pot considerar un actuator, i és un dispositiu d'accionament per al control de precisió de posició i velocitat. Bàsicament està compost per un motor elèctric, un sensor de posició i uns elements electrònics, com es pot veure en la Figura 25, que fa que es sàpiga en qualsevol moment en quina posició està ubicat, de manera que permet tenir tota classe de moviments controlats. El control d'aquests dispositius es fa mitjançant una senyal elèctrica PWM.

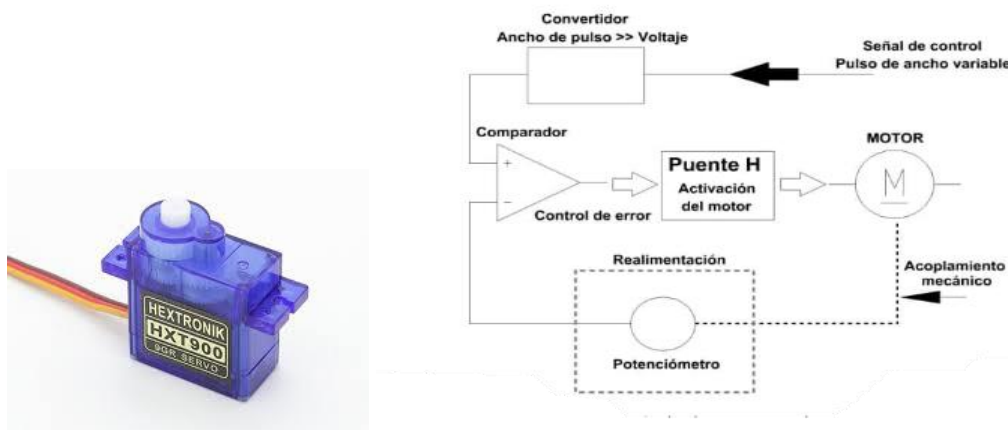


Figura 25: Imatge d'un servomotor i esquema lògic de control que duu incorporat en el seu interior





### 3.3. Exemples de disseny similars o relacionats ja existents

Es poden trobar vehicles reals i de gran escala que utilitzen un sistema de transmissió amb 6 o 8 rodes molt similar al vehicle plantejat i estudiat en aquest treball, però la gran majoria no tenen un sistema de suspensió adaptativa; en la Figura 26 es mostren alguns vehicles similars, dels quals només l'Eco LOG 580D té una suspensió adaptativa.

Les aplicacions bàsiques d'aquests tipus de vehicles són la recollida i el transport de biomassa en zones forestals on l'accés és molt complicat degut a pendents fortes i irregulars, a banda dels objectes fisiogràfics, com ara roques, troncs i branques dels arbres dels boscos.



Figura 26: Imatges de vehicles semblants ja existents. Alstor collecting Machine (Superior esquerra), Eco LOG 580D (Superior dreta), Harvester TX 430 (Inferior esquerra) i Processadora Valmet 941.1 (Inferior dreta)



## 4. Normes i referències

### 4.1. Programes utilitzats

- Editor de text: Microsoft Word
- Càlculs, taules de dades i gràfics: Microsoft Excel, Matlab (estudi de forces)
- Disseny 2D: PTC Creo 5.0 (plànols) Autocad 2019 i Adobe Illustrator 2019 (gràfics de forces i altres figures il·lustratives)
- Disseny 3D: PTC Creo 5.0
- Esquemes hidràulics: FluidSym

### 4.2. Fonts d'informació

Elements oleohidràulics:

<https://www.magomhrc.com/es/13-hidraulica>

Motor-reductor amb cargol femella

[https://www.amazon.es/Engranajes-Reducci%C3%B3n-Velocidad-Reductor-Salida/dp/B0753G5268/ref=pd\\_sbs\\_328\\_t\\_1/258-7507564-4564424?encoding=UTF8&pd\\_rd\\_i=B0753FLLBG&pd\\_rd\\_r=948fe998-23b4-4da0-8767-142770074c2e&pd\\_rd\\_w=cSsVa&pd\\_rd\\_wg=pbX1W&pf\\_rd\\_p=45c8f3df-c10f-46f2-ac72-29f4fe8ecc31&pf\\_rd\\_r=X1R0623ZSC7AR7GVW6N6&refRID=X1R0623ZSC7AR7GVW6N6&th=1](https://www.amazon.es/Engranajes-Reducci%C3%B3n-Velocidad-Reductor-Salida/dp/B0753G5268/ref=pd_sbs_328_t_1/258-7507564-4564424?encoding=UTF8&pd_rd_i=B0753FLLBG&pd_rd_r=948fe998-23b4-4da0-8767-142770074c2e&pd_rd_w=cSsVa&pd_rd_wg=pbX1W&pf_rd_p=45c8f3df-c10f-46f2-ac72-29f4fe8ecc31&pf_rd_r=X1R0623ZSC7AR7GVW6N6&refRID=X1R0623ZSC7AR7GVW6N6&th=1)

Coixinets de fricció:


<https://www.igus.es/>

Elements d'enllaç (Tornilleria, bulons...)

<https://entaban.es/42-tuercas>

propietats dels materials (PLA)

<https://sites.google.com/view/poliacidolactico-coma/poli%C3%A1cido-l%C3%A1ctico/propiedades-del-pla>

 <b>Universitat de Lleida</b> <b>Escola Politècnica Superior</b>	<b>Projecte de desenvolupament, disseny i construcció del sistema d'accionament de la direcció i la suspensió adaptativa per a un vehicle a petita escala i de múltiples eixos amb bogies.</b>	
	Autor: Josep Mayoral Colomer	
	MEMÒRIA	Pàgina: 21 de 100

## 5. Requisits de disseny

Per a poder garantir el funcionament de tot el conjunt del prototip del vehicle que es dissenyarà en aquest treball es necessari complir amb una sèrie de requeriments imposats.

### 5.1. Requisits de fabricació i adquisició

Disponibilitat d'elements:

- Elèctric: Tots els elements i actuadors elèctrics han de tenir preferiblement un voltatge de funcionament de 12V o inferior per poder-los accionar amb una font externa, i en un futur poder ubicar una bateria convencional al vehicle.
- Hidràulic: Tots els elements hidràulics utilitzats han de ser de la mida i pes més reduïda possible.
- Sistema de control: El controlador principal d'aquest treball, ha de poder-se programar amb codi C+, així com els sensors i actuadors utilitzats han de poder-se connectar amb aquest controlador sense necessitat de incorporar convertidors analògic-digital o de qualsevol tipus entre les connexions.
- Elements d'unió entre actuadors i els altres elements del vehicle: Aquests elements han de intentar ser de fabricació i disseny propi. Els materials utilitzats seran acer i/o alumini per aquelles peces que s'hagin de mecanitzar, o bé PLA per aquelles peces que no suportin un gran esforç i seran fabricades amb una impressora de deposició de plàstic fos ( impressora 3D).


### 5.2. Requisits de funcionament

S'han determinat quatre condicions crítiques de funcionament pel que fa a la suspensió, on és possible que els actuadors tinguin dificultats o treballin en un punt molt proper al seu límit, en aquest apartat es defineixen aquestes condicions.

La massa màxima de tot el vehicle es defineix a 6kg.

En tots els casos proposats serà necessari realitzar l'estudi de les forces i del temps que triga el vehicle en passar d'una posició extrema a l'altra, ja que aquest temps pot tenir rellevància alhora d'escollir un sistema i solució o bé un altre.

Un requisit important és la utilització d'elements de mida i pes el més reduït possible ja que l'espai disponible que hi ha en el vehicle és reduït.

 <p>Universitat de Lleida Escola Politècnica Superior</p>	<p><b>Projecte de desenvolupament, disseny i construcció del sistema d'accionament de la direcció i la suspensió adaptativa per a un vehicle a petita escala i de múltiples eixos amb bogies.</b></p> <p>Autor: Josep Mayoral Colomer</p>	
	MEMÒRIA	Pàgina: 22 de 100

### Cas1: Tot el pes del vehicle recau sobre un únic bogie

Es proposa un primer cas a considerar, el d'una condició límit hipotètica on el vehicle es troba en una certa posició que fa que tot el pes d'aquest recaigui sobre un únic conjunt de basculant i bogie, de manera que un únic actuator de la suspensió, ha de ser capaç d'accionar-se i d'eleva el vehicle.

Condicions determinades:

Massa al bogie: 6kg

### Cas2: Tot el pes del vehicle recau repartit sobre els 4 bogies elevant-se uniformement

Es proposa com a segon cas a considerar, la condició de treball on el vehicle està en posició horitzontal i el pes d'aquest es reparteix en els 4 conjunts de basculant i bogie, en aquest cas el vehicle s'ha d'eleva uniformement, i per tant els 4 actuadors han d'accionar-se simultàniament.

Condicions determinades:

Massa en cada bogie: 1,5 kg

### Cas3: El vehicle està únicament girant.

Es proposa com a tercer cas la condició de treball on el vehicle està únicament activant la direcció.

Condicions determinades:

El vehicle està treballant i un mòdul és bloquejat, de manera que el vehicle gira per la unió entre els dos mòduls.

### Cas4: Tot el pes del vehicle recau repartit sobre els 4 bogies elevant-se uniformement, i la direcció del vehicle també està actuant.

Es proposa, a banda dels tres casos anteriors anomenats, el cas hipotètic en el que el vehicle, a més a més d'eleva-se uniformement, també estigui girant, i per tant estan funcionant tots els actuadors del vehicle simultàniament.



## Requeriments dels sistema de control

El sistema de control ha de permetre poder modificar l'altura i la direcció del vehicle per mitjà d'un controlador.

El sistema de control ha de ser capaç de controlar l'altura del vehicle i la inclinació d'aquest. Fen que el vehicle sempre estigui el mes horitzontal possible al terra.

## Requeriments de posicions màximes:

En aquest punt es definiran els requeriments en quant a les posicions extremes que té el vehicle i per tant tots els moviments que ha de poder realitzar el vehicle en quant a suspensió i direcció es refereix.

## Suspensió

Les posicions extremes d'alçada del vehicle venen definides per l'angle del basculant respecte a la horitzontal (Figura 27). Així doncs, el xassís no ha de poder baixar més tal que el basculant tingui un angle mínim de  $10^\circ$ , amb una alçada mínima entre els extrems del basculant de  $20,8mm$ . Per contra, el basculant no pot superar els  $55^\circ$  respecte la horitzontal, marcant així la seva posició màxima amb una alçada màxima entre extrems del basculant de  $98,3mm$ . De tal manera que es defineix el recorregut del basculant en  $45^\circ$  i en una variació vertical d'altura del xassís de  $77,46mm$ .

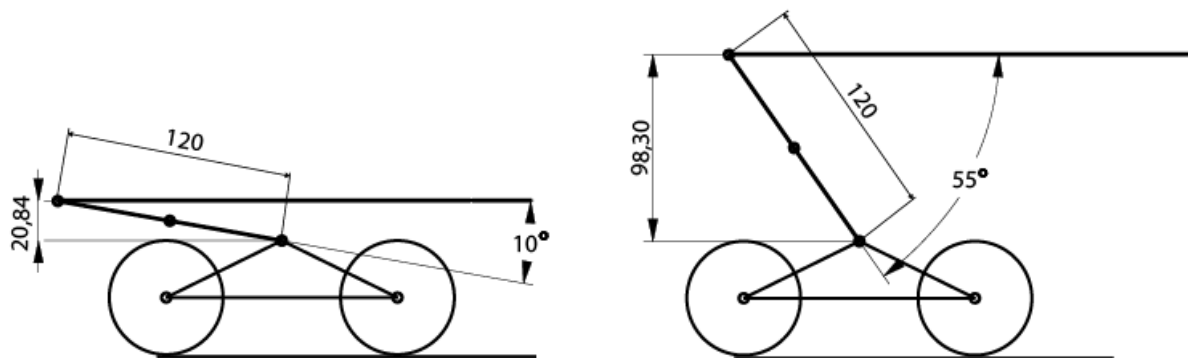


Figura 27: Posicions extremes mínima (esquerra) i màxima (dreta) del conjunt de la suspensió del vehicle





### *Direcció*

La direcció d'aquest vehicle ve definida per l'angle de gir màxim que pot tenir

Figura 28). Així doncs, el mòdul articulat ha de tenir un angle màxim de gir en cadascun dels costats de  $45^\circ$ , permetent així un angle entre les dues posicions extremes de  $90^\circ$ .

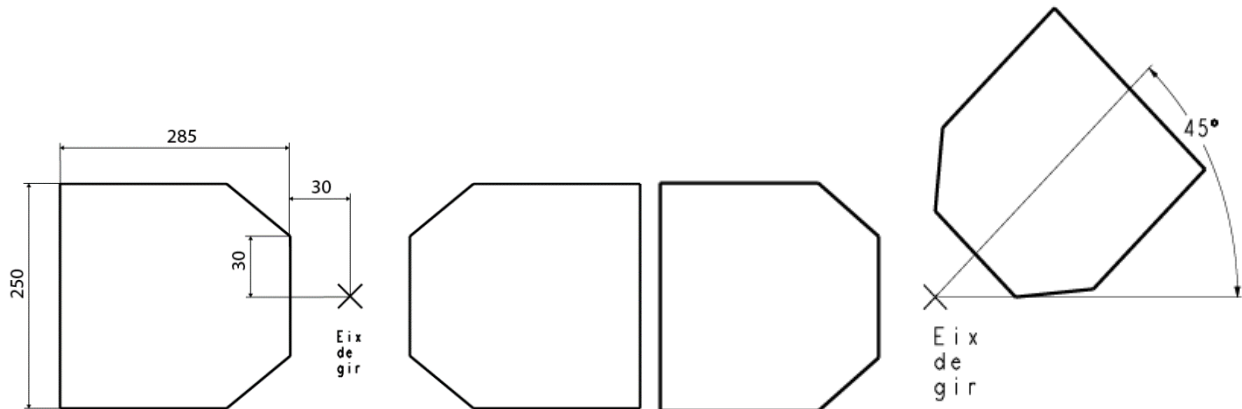


Figura 28: Posició recta (esquerra) i posició extrema (dreta) del conjunt de direcció del vehicle

### *Inclinació longitudinal i transversal*

El vehicle ha de tenir un moviment de balanceig que permet una inclinació de  $30^\circ$  d'un mòdul respecte l'altre, mentre que el capcineig del vehicle ha de ser nul, i comportar-se com un cos rígid.

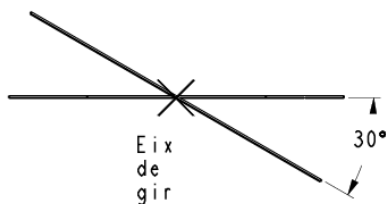



Figura 29: Posició extrema de la inclinació transversal del vehicle

 Universitat de Lleida Escola Politècnica Superior	<b>Projecte de desenvolupament, disseny i construcció del sistema d'accionament de la direcció i la suspensió adaptativa per a un vehicle a petita escala i de múltiples eixos amb bogies.</b>	
	Autor: Josep Mayoral Colomer	
	MEMÒRIA	Pàgina: 25 de 100

## 6. Possibles solucions

L'anàlisi de possibles solucions es realitza de la següent forma:

En primer lloc és realitzarà l'anàlisi d'un motor-reductor amb un mecanisme de rosca-femella com a solució, se n'estudiaran els casos proposats anteriorment, i es faran una sèrie de propostes per a la ubicació d'aquest actuador, també es dimensionaran tots els elements d'enllaç (articulacions) de l'actuador amb el xassís i el basculant.

En segon lloc es realitzarà l'anàlisi d'un sistema oleohidràulic com a solució, on també se n'estudiaran els casos proposats anteriorment i es proposarà una solució per a la ubicació d'aquest actuador i els elements necessaris per al muntatge.

L'objectiu es estudiar tots els casos possibles i crítics, per tal d' arribar a definir una possible solució de la ubicació tant de l'actuador hidràulic com de l'actuador elèctric, i arribar a tenir informació suficient per poder contrastar els dos sistemes i acabar definint, més endavant utilitzar-ne un o l'altre.

### 6.1. Anàlisi d'un sistema basat en motors-reductors elèctrics amb rosca-femella com a solució

En aquest cas el sistema de suspensió es realitzarà mitjançant un sistema elèctric-mecànic, i constarà d'un actuador de rosca-femella amb un motor-reductor com a solució.

A continuació s'estudiaran una sèrie de punts per tal de poder definir per complert el sistema utilitzant actuadors elèctrics-mecànics.

#### Posició de l'actuador

En aquest apartat es proposaran les diferents alternatives que s'han definit per a ubicar l'actuador rosca-femella en el vehicle. I també es proposarà una alternativa per tal d'ubicar els actuadors per a accionar la direcció del vehicle. En aquest cas, es parteix d'un xassís i un basculant ja realitzat en altres TFG anteriors, que tenen les especificacions representades en el diagrama de la

Figura 30.

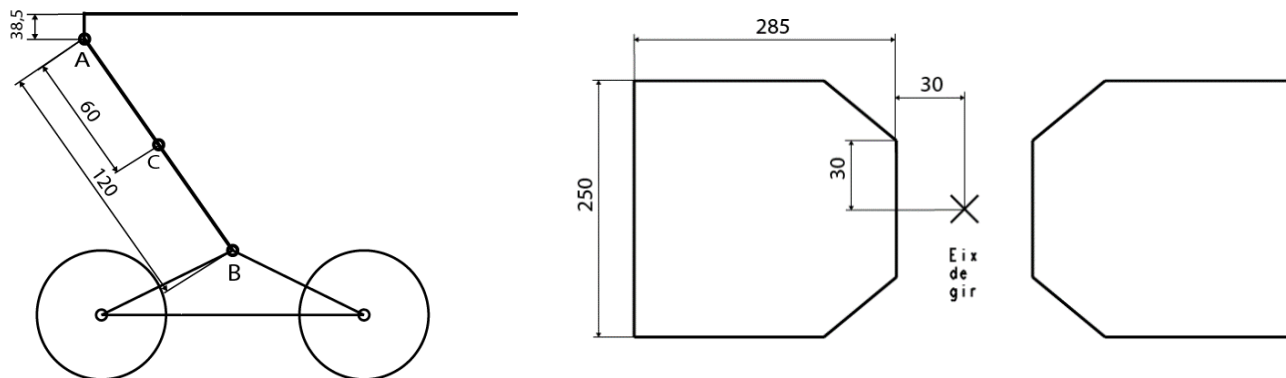


Figura 30: Cotes de partida del conjunt basculant i Xassís de la suspensió (esquerra) i cotes de partida de l'eix de gir respecte al xassís en la direcció (dreta).

### Susp. Opció 1

En la opció nº 1 proposada l'actuador està ubicat de manera que té una articulació al centre del basculant, i l'altra es troba per sobre i lleugerament desplaçada en l'eix X de l'eix de revolució del basculant. L'actuador, en l'eix Z no es troba en el mateix pla que el centre del basculant, si no que està també desplaçat, situat entre el pla del basculant i el del centre del bogie, tal com es pot observar en la Figura 31.

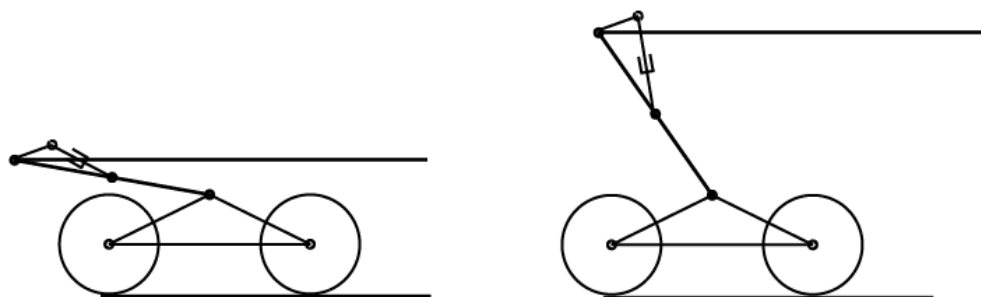


Figura 31: Representació de les posicions extremes de la suspensió de la opció 1 proposada

Es determinen les distàncies en la Taula 1 a les que ha d'estar ubicat l'eix de revolució de l'actuador, tal que utilitzant un actuador amb una carrera de 35mm, aquest permeti que el vehicle tingui un recorregut entre les dues posicions extremes, fent referència a la Figura 33.

L'articulació entre el basculant i l'actuador es fa mitjançant un suport ubicat al lateral del basculant i que uneix a l'actuador mitjançant una articulació de revolució.



### Susp. Opció 2

En la opció nº 2 proposada l'actuador està ubicat de manera que té les articulacions molt semblant a l'opció anterior, però en aquest cas en la posició on l'angle del basculant respecte el terra és menor, la posició de l'actuador és vertical, tal com es pot observar en la Figura 32. En l'eix Z l'actuador es troba en la mateixa configuració que en l'opció anterior.

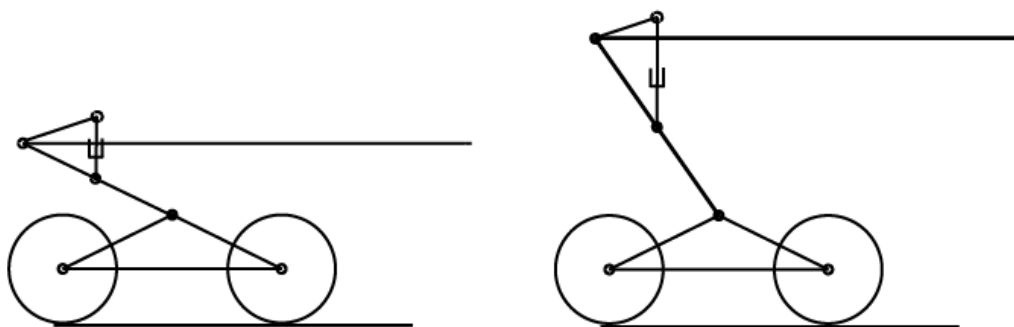


Figura 32: Representació de les posicions extremes de la suspensió de la opció 2 proposada

Tenint les distàncies dels eixos de revolucions tal com es mostra en la Taula 1 fent referència a la Figura 33.

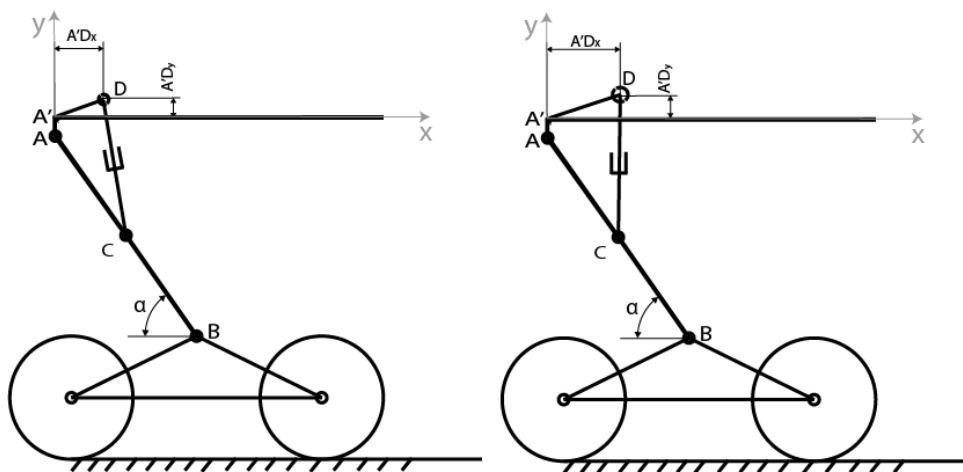


Figura 33: Cotes generals en x i en y de l'eix de revolució de l'actuador en la suspensió de l'opció 1 i opció 2

Taula 1: Mesures de l'eix de revolució de l'actuador

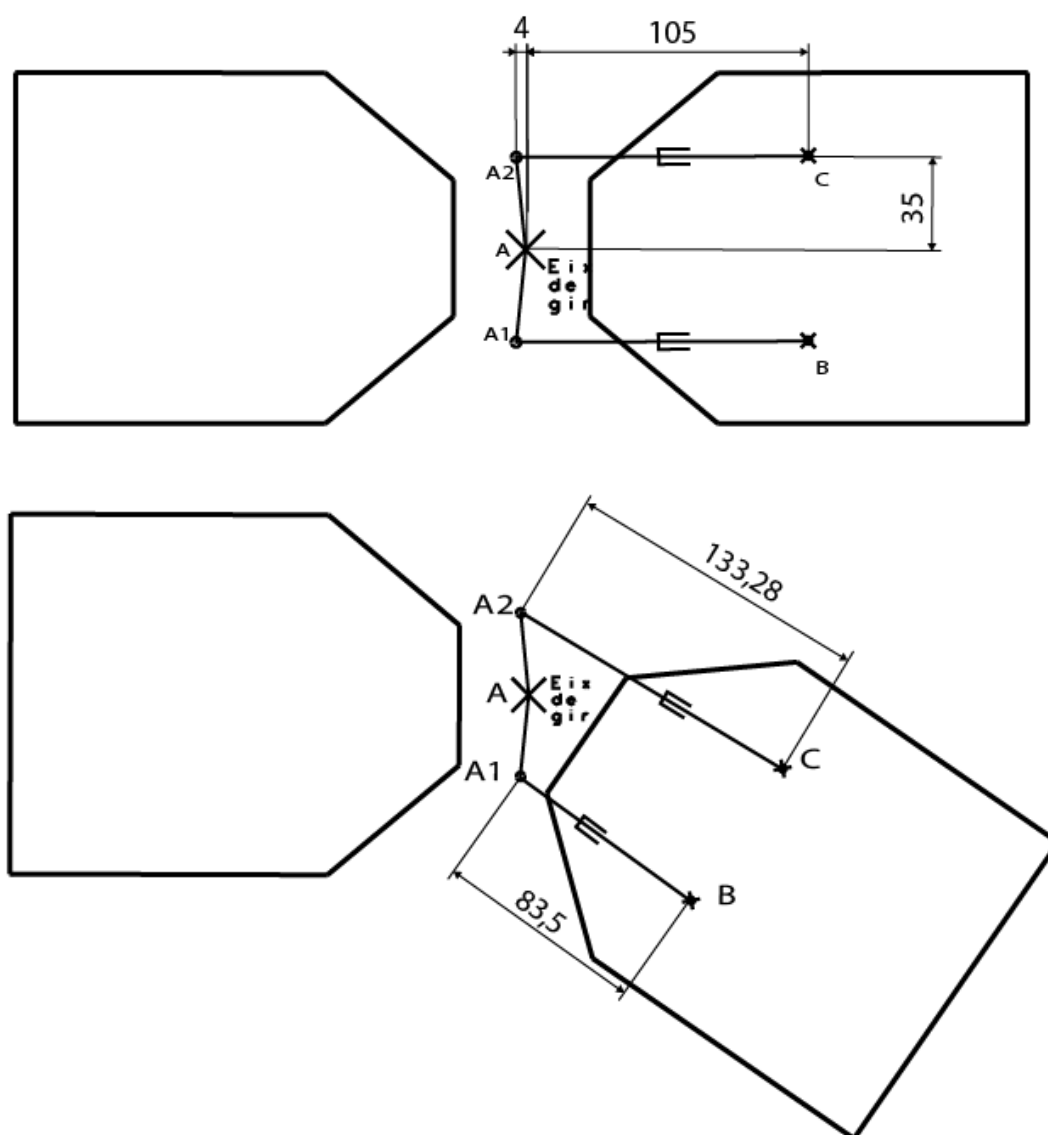
	$A'Dx$ (mm)	$A'Dy$ (mm)
Opció 1	32,65	16,00
Opció 2	59,15	29,50



### *Direcció:*

Pel que fa a la direcció del vehicle, es proposa que el mecanisme de direcció ha de tenir dues articulacions diferenciades, de manera que permeti tant la direcció com la inclinació transversal del vehicle. L'actuador en aquest cas ha de tenir una articulació en el xassís d'un dels mòduls i l'altra en la peça d'unió intermitja la qual té una articulació transversal amb l'altre mòdul.

Es defineix un recorregut de l'actuador de 50,00 mm i la ubicació d'aquest a les distàncies representades en la Figura 34:



*Figura 34: Cotes principals del mòdul i de l'actuador de la direcció (imatge superior), i cotes dels actuadors de la direcció en la seva posició extrema (imatge inferior).*

## Càlcul de l'increment d'energia potencial entre les dues posicions extremes de la suspensió i pre-selecció de l'actuador elèctric necessari

Per poder fer una pre-selecció d'un possible actuador, primer es necessari calcular l'increment de l'energia potencial del vehicle entre les dues posicions extremes. L'energia necessària, en un cas ideal, ha de ser la mateixa que ha de subministrar l'actuador per a poder elevar-lo.

Tots els càlculs realitzats en aquest apartat es poden veure detallats en l'apartat 1 de l'annex.

Per tant, després de realitzar els càlculs, s'observa que per aixecar aquest vehicle d'una massa total de 6kg i una diferència d'alçàries entre posicions extremes de 77,5 mm és necessària una energia de 4,65 J.

Aquesta energia, però se li aplica un factor de correcció degut a les pèrdues del sistema (en aquest cas s'ha determinat que és d'un valor de 1,2) i s'obté una energia necessària per moure el vehicle entre posicions extremes de 5,58 J.

En la següent Taula 2 es mostra un resum dels paràmetres dels dos tipus de rosques seleccionades juntament amb el recorregut que realitza l'actuador en cada opció proposada i el parell mínim que haurà de fer l'actuador per a poder subministrar l'energia necessària. Cal tenir en compte que aquests dos tipus de rosca son les més comunes que s'utilitzen per aquests tipus de actuadors de mida reduïda.

*Taula 2: Taula resum dels tipus de rosques seleccionades*

Tipus de rosca	Pas de rosca (mm)	Diàmetre nominal (mm)	Diàmetre mig (mm)	Recorregut de l'actuador (mm)	Parell necessari (Nmm)
Mètrica 3	0,5	3	2,675	33,5	52,38
Mètrica 4	0,7	4	3,545	33,5	70,46
Mètrica 3	0,5	3	2,675	41,5	42,28
Mètrica 4	0,7	4	3,545	41,5	56,88

S'observa que, per subministrar una energia de 5,58 J el parell màxim necessari és de valor 70,46 Nmm utilitzant la rosca de Metrica 4 per a un recorregut de l'actuador de 33,5mm. Mentre que el parell mínim necessari és de valor 42,28 Nmm utilitzant una rosca de Metrica 3 i un recorregut de 41,5mm.

En la Taula 3 es mostra el conjunt d'actuadors que poden satisfer amb els requeriments del parell nominal mínim requerit en cada cas, i que en un principi, poden ser funcionals i es poden seguir estudiant



*Taula 3: Característiques dels motors-reductors preseleccionats*

Model	Voltatge (V)	Sense càrrega		Càrrega nominal		
		Velocitat (rpm)	Corrent (A)	Velocitat (rpm)	Corrent (A)	Parell (Nmm)
12GAN20-50	12	400	0,11	340	0,17	50
12GAN20-100	12	300	0,05	240	0,09	60
12GAN20-200	12	200	0,02	160	0,04	100
12GAN20-298	12	130	0,11	100	0,18	150

### Estudi de forces que rep el conjunt

Per saber la força que haurà de fer cada actuator en qualsevol posició d'alçada del vehicle i de angle de gir cal fer el anàlisi de forces del conjunt. En aquest estudi es podrà observar, bàsicament, els punts crítics de funcionament, es a dir, els punts on l'actuator ha de realitzar una major força que marcarà el punt límit i que convé ser estudiat.

Es divideix aquest l'estudi entre la suspensió i la direcció del vehicle.

Es pot veure el codi utilitzat en Matlab per a la resolució d'aquest apartat en l'apartat 2 de l'annex.

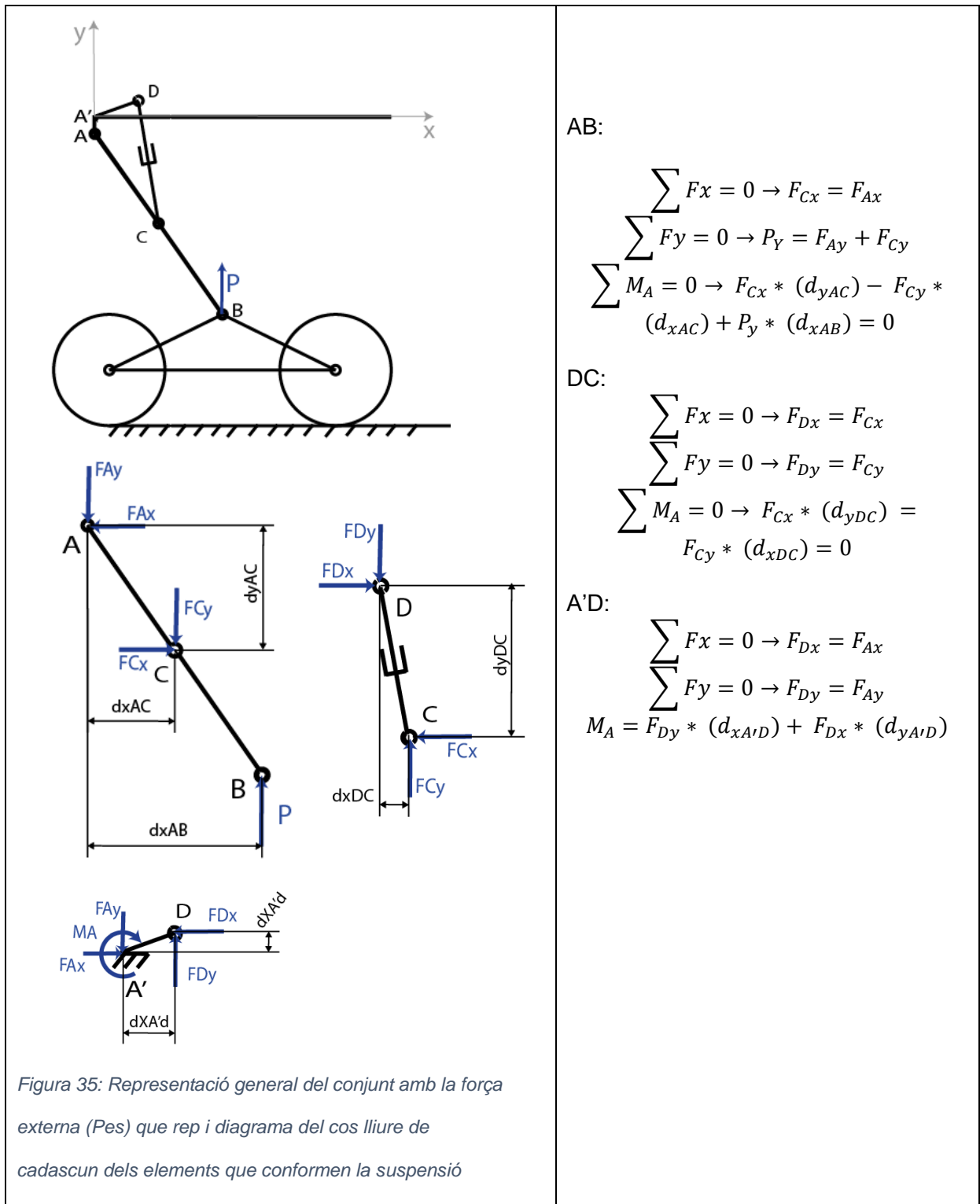
### *Suspensió*

Per tal de poder conèixer tant les forces que cal realitzar l'actuator com posteriorment les que hi ha en els enllaços entre l'actuator i els suports, es realitza un anàlisi de forces al llarg del recorregut de l'actuator en funció de l'angle del basculant. Aquest estudi únicament es realitza per al cas més restrictiu (crític) que és el Cas1: Tot el pes del vehicle recau sobre un únic bogie.

En la Taula 4 es pot veure la representació general del conjunt amb la força pes que actua en l'extrem B del basculant, diagrama del cos lliure de totes les forces de cada element de la suspensió i les equacions a solucionar en aquest estudi.



Taula 4: Desenvolupament dels càlculs per a trobar el conjunt de forces de la suspensió

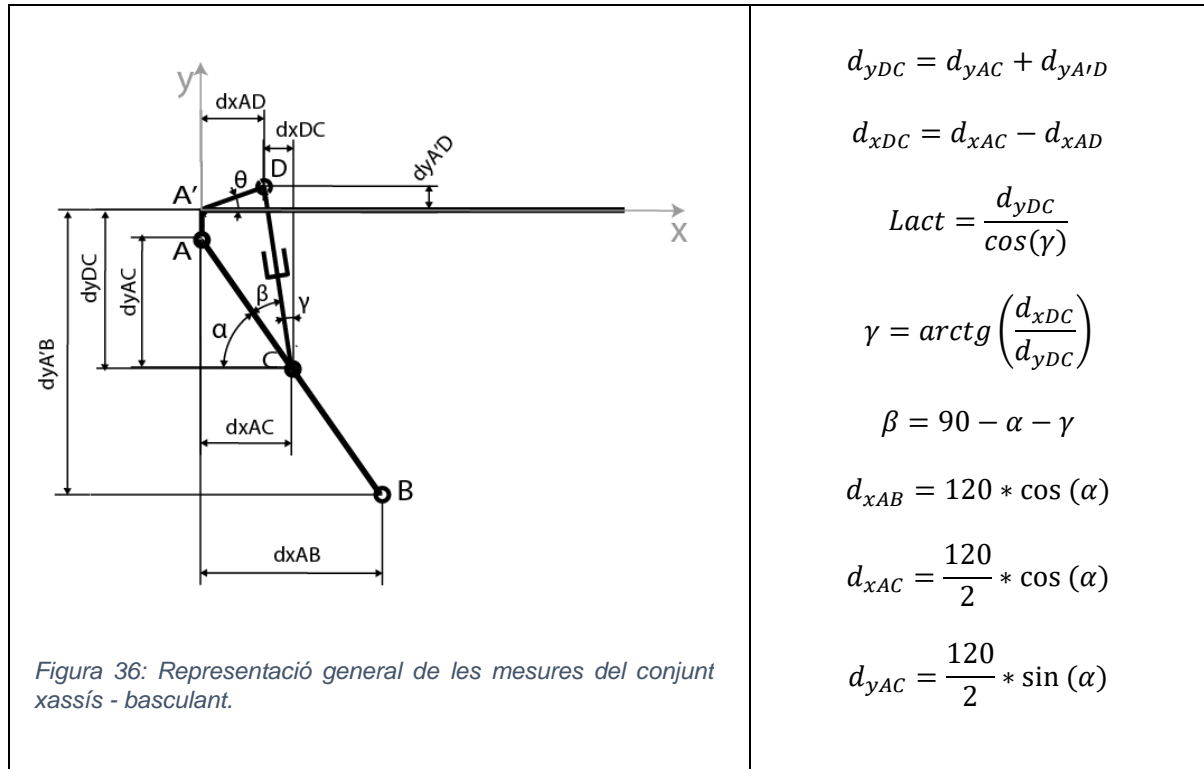






Els valors de distància esmentats en les equacions anteriors varien en funció de l'angle( $\alpha$ ) i s'obtenen a partir de resoldre les següents relacions de la Taula 5:

*Taula 5: Desenvolupament dels càlculs per a trobar les distàncies necessàries per a l'estudi de forces de la suspensió*



Es troben totes les reaccions en els enllaços del sistema de l'opció 1 i de l'opció 2, se'n representa la força que ha de fer l'actuator, juntament amb la força en els enllaços en la Taula 6 i Taula 7 respectivament.

*Taula 6: Representació numèrica de tots els resultats de les reaccions calculats a partir del procediment anteriorment explicat de l'opció 1*

$\alpha$	P (N)	F <sub>Ax</sub> (N)	F <sub>Ay</sub> (N)	F <sub>Cx</sub> (N)	F <sub>Cy</sub> (N)	F <sub>Dy</sub> (N)	F <sub>Dx</sub> (N)	Ma (Nmm)	Fact (N)
10	60	52,65	-69,28	52,65	129,28	129,28	52,65	5000,90	139,59
15	60	48,01	-72,86	48,01	132,86	132,86	48,01	5043,04	141,27
20	60	42,90	-75,61	42,90	135,61	135,61	42,90	5050,90	142,24
25	60	37,40	-77,44	37,40	137,44	137,44	37,40	5022,74	142,43
30	60	31,59	-78,24	31,59	138,24	138,24	31,59	4956,91	141,80
35	60	25,59	-77,92	25,59	137,92	137,92	25,59	4851,76	140,27
40	60	19,51	-76,37	19,51	136,37	136,37	19,51	4705,52	137,76
45	60	13,46	-73,46	13,46	133,46	133,46	13,46	4516,26	134,14
50	60	7,60	-69,06	7,60	129,06	129,06	7,60	4281,70	129,28
55	60	2,09	-62,99	2,09	122,99	122,99	2,09	3998,97	123,01



Taula 7: Representació numèrica de tots els resultats de les reaccions calculats a partir del procediment anteriorment explicat de l'opció 2

$\alpha$	P (N)	F <sub>Ax</sub> (N)	F <sub>Ay</sub> (N)	F <sub>Cx</sub> (N)	F <sub>Cy</sub> (N)	F <sub>Dy</sub> (N)	F <sub>Dx</sub> (N)	Ma (Nmm)	Fact (N)
10	60	-0,09	-59,98	-0,09	119,98	119,98	-0,09	7094,24	119,98
15	60	-1,71	-59,54	-1,71	119,54	119,54	-1,71	7020,47	119,55
20	60	-3,71	-58,65	-3,71	118,65	118,65	-3,71	6908,63	118,71
25	60	-5,99	-57,21	-5,99	117,21	117,21	-5,99	6756,03	117,36
30	60	-8,44	-55,12	-8,44	115,12	115,12	-8,44	6560,47	115,43
35	60	-10,97	-52,32	-10,97	112,32	112,32	-10,97	6320,13	112,85
40	60	-13,45	-48,71	-13,45	108,71	108,71	-13,45	6033,40	109,54
45	60	-15,78	-44,22	-15,78	104,22	104,22	-15,78	5698,76	105,41
50	60	-17,83	-38,75	-17,83	98,75	98,75	-17,83	5314,63	100,34
55	60	-19,47	-32,20	-19,47	92,20	92,20	-19,47	4879,16	94,23

En la Figura 37 es pot observar gràficament la força que ha de realitzar l'actuador en funció de l'angle per a la opció 1 i 2 proposades, respectivament.

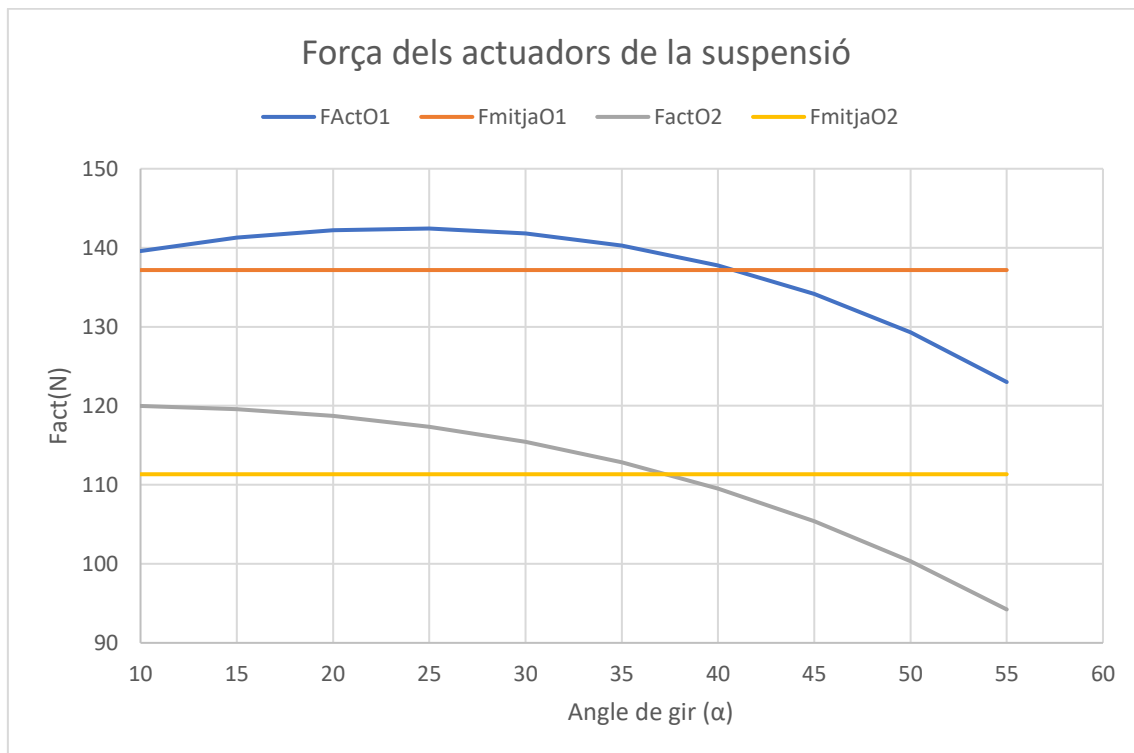


Figura 37: Gràfic Angle de gir- Força de l'actuador instantània i mitjana per als dos casos proposats



## Direcció

Per a realitzar l'estudi de forces de la direcció, es realitza una suposició per tal de poder fer una simplificació dels càlculs;

En un cas ideal quan un vehicle d'aquest estil amb una única roda per bogie acciona la direcció, cada mòdul gira respecte al seu eix central (Figura 38), de manera la roda d'un costat del bogie gira en un sentit (avanç), i l'altra roda gira en l'altre sentit (retrocés del mòdul), fent que l'eix d'unió entre els dos mòduls es desplaci, i el centre de gir de cada mòdul s'aproximin lleugerament. D'aquesta manera, apareix una força de fricció amb el terra gairebé nul·la i és podria arribar a negligir.

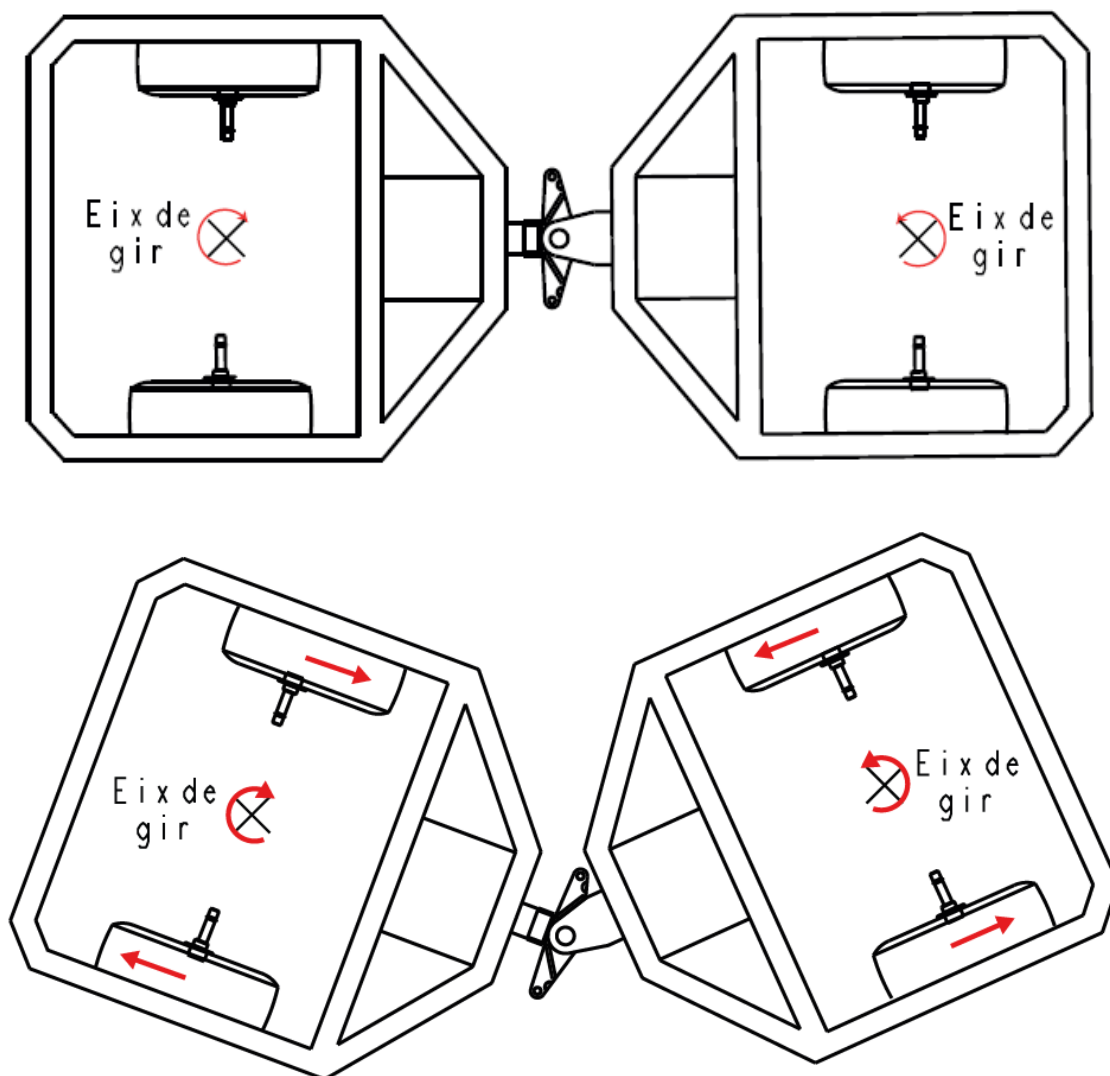


Figura 38: Representació del moviment real de la direcció d'un vehicle amb dues rodes per bogie semblant a l'estudiat



Un vehicle amb dos rodes per cada bogie (4 rodes per mòdul, 8 en total), es comportaria molt semblant a l'abans esmentat, però en aquest cas cada roda té un petit desplaçament lateral, i per tant apareix una força de fregament més considerable. Es pot veure un esquema del funcionament de la direcció del vehicle en la Figura 39.

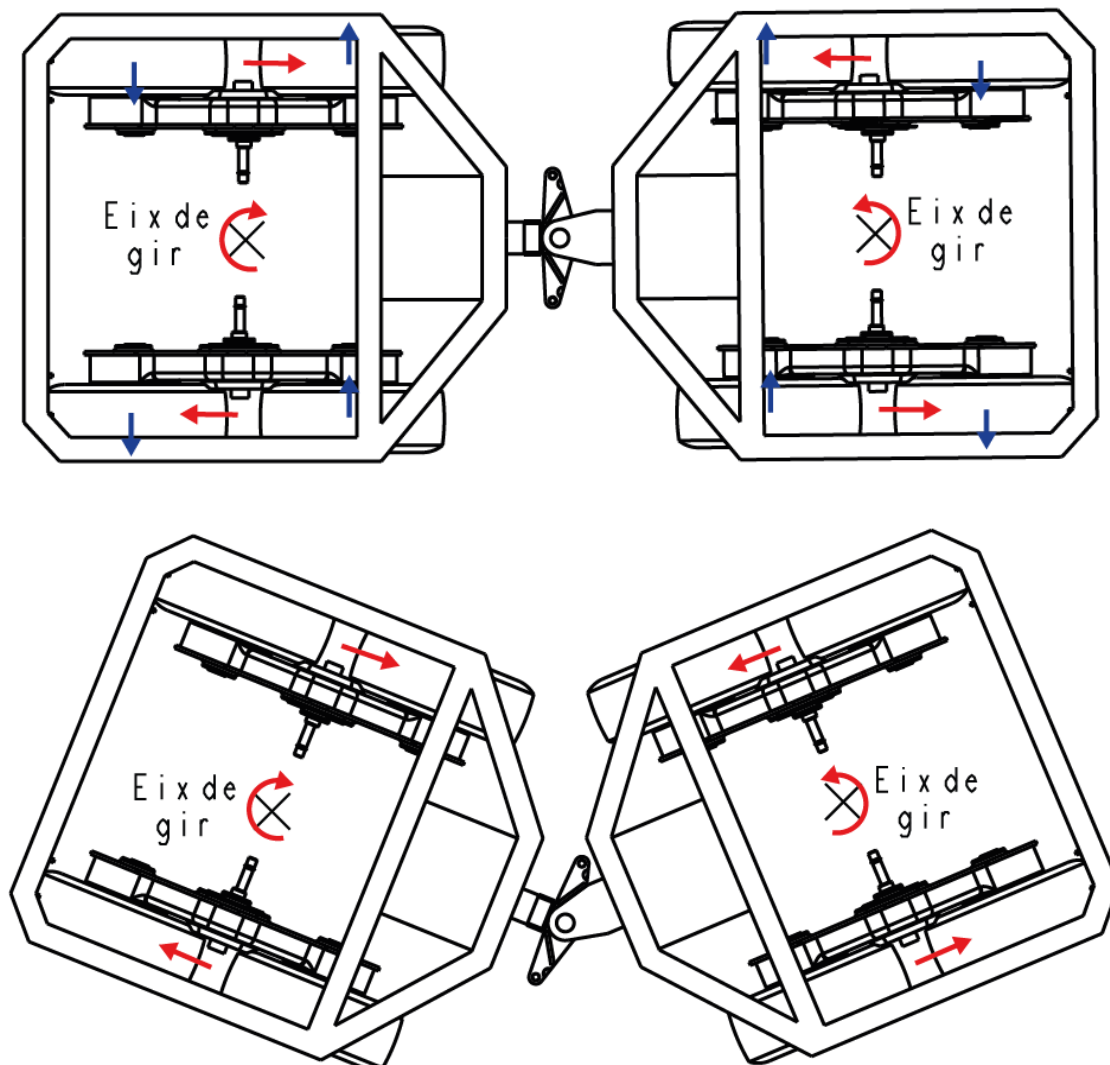


Figura 39: Representació del moviment real de la direcció del vehicle estudiat.

En aquest treball, però, s'ha suposat un cas completament diferent per tal de simular un cas el més semblant possible al límit de funcionament de la direcció. En aquest cas, es considera que el vehicle està treballant i té un pala carregadora o algun tipus de maquina o element que està impedit el gir d'un dels mòduls del vehicle de manera que aquest mòdul queda bloquejat i no gira respecte el seu eix central, l'altre mòdul gira respecte a l'eix central del vehicle (unió dels dos mòduls) tal com es pot veure en l'esquema de la Figura 40. En aquest cas les quatre rodes del mòdul comencen a friccionar amb el terra, produint una força de fregament (blau) que provoca un moment resistent en l'eix central. Els actuadors en aquest cas hauran de ser capaços de vèncer aquest moment produït per la força de fricció de les rodes amb el terra.

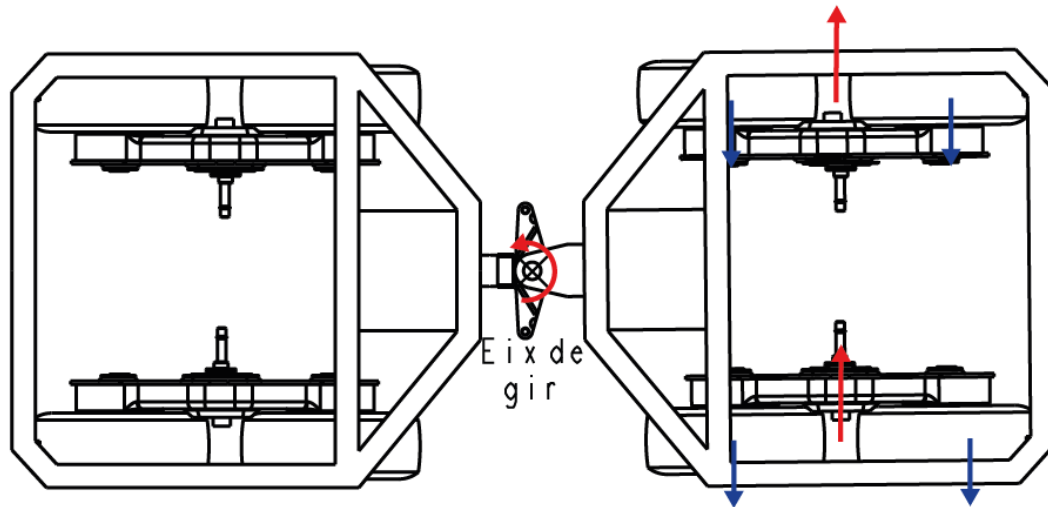


Figura 40: Representació del moviment suposat i estudiat de la direcció del vehicle del present treball.

Així doncs, en la Figura 41 es representa el diagrama de forces externes equivalents de fricció en aquest vehicle, juntament amb les forces que cal desenvolupar l'actuador en la posició en que la direcció està completament recta.

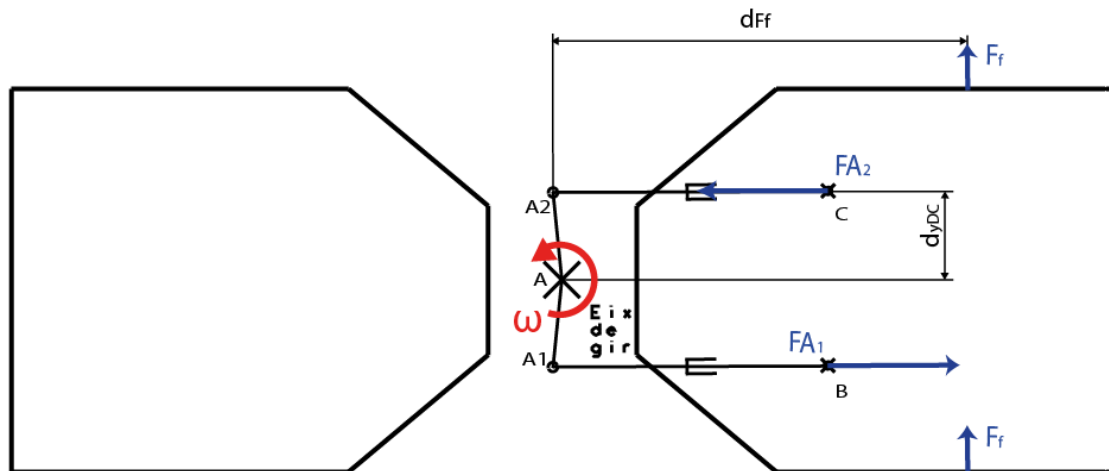


Figura 41: Diagrama de forces externes i forces que realitzen els actuadors del sistema de direcció del vehicle.

$$\sum M_A = FA1 * d1 + FA2 * d2 - 2Ff * df = 0$$

$$FA1 = FA2$$

$$FA1 = \frac{2 * Ff * df}{d1 + d2}$$



$d1$  i  $d2$  és la distància més curta que hi ha entre l'eix de gir del vehicle i l'eix (axial) de l'actuador. En aquest cas aquestes distàncies ( $d_i$ ) depenen de l'angle de gir i es poden treure utilitzant la següent equació:

$$d_i = Lact * \sin(\gamma)$$

L'angle  $\gamma$  es troba aplicant el teorema del cosinus entre el triangle que formen l'actuador, el segment de  $110,68mm$  i el suport intermig de la direcció.

$$\gamma = \arccos\left(\frac{-a + b^2 + c^2}{2 * Lact * c}\right)$$

La longitud de l'actuador  $Lact$  varia en funció de l'angle de gir ( $\alpha$ ) seguint les següents equacions on  $LactR$  fa referència a l'actuador dret i  $LactL$  fa referència a l'actuador esquerre.

$$LactR = \sqrt{(X_C - X_{a1})^2 + (Y_C - Y_{a1})^2}$$

$$LactL = \sqrt{(X_B - X_{a2})^2 + (Y_B - Y_{a2})^2}$$

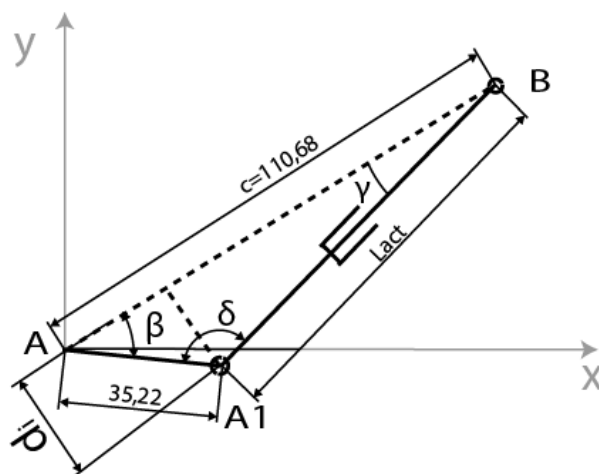
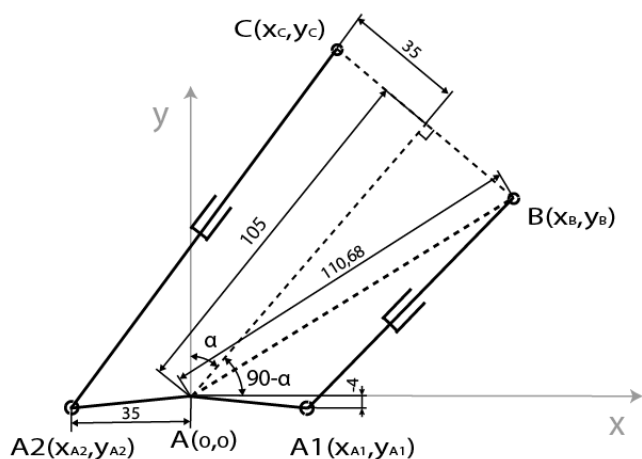


Figura 42: Representació general de les mesures del conjunt de l'actuador direcció.

En aquest cas, després de solucionar les equacions que governen aquest sistema per a cada valor de l'angle( $\alpha$ ), es representen en la gràfica de la Figura 43 les forces que han de realitzar els actuadors en funció de l'angle de gir del vehicle. Els actuadors rosca-femella són capaços de realitzar la mateixa força en ambdues direccions (avanç i retrocés), i per tant la força (en valor absolut) dels dos actuadors es troba superposada en el gràfic.

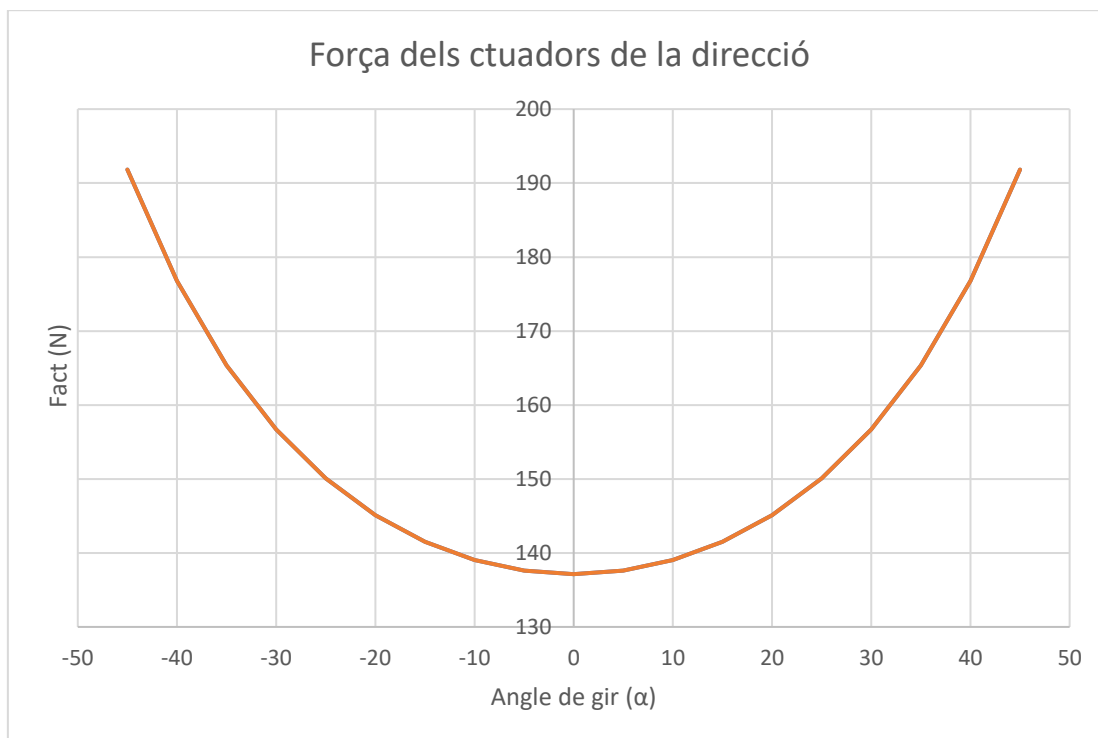


Figura 43: Gràfic Angle de gir- Força de l'actuador instantània i mitjana per a la direcció

Per tant, els actuadors de la direcció, per a poder accionar-se segons els supòsits fets, necessita poder realitzar una força axial màxima de 191,8N, i una força mitjana en tot el trajecte de 155,00N.

#### Estudi del parell màxim necessari per a l'accionament.

Un cop conegudes les forces que han de realitzar els actuadors, cal analitzar la situació en que aquests reben una força axial màxima, així com el parell màxim que haurà de fer el mecanisme rosca-femella per accionar la suspensió i direcció i quins actuadors dels que s'han pre-seleccionat anteriorment compleixen aquest requisit.

Com s'ha determinat en l'apartat anterior, en la suspensió, els actuadors realitzen una força màxima en l'opció 1 de 142,0N i de 120,0N en la opció 2, mentre que en la direcció realitzen una força màxima de 191,8N. El parell que cal aplicar per accionar el mecanisme tant de suspensió com de direcció, depèn del tipus de rosca seleccionada. En la Taula 8 es poden veure de forma resumida el parell necessari que ha de ser capaç de fer l'actuador en les situacions estudiades.



Taula 8: Resum de la força i el parell màxims necessaris en funció de la opció i del tipus de rosca

	Força màxima (N)	Tipus de Rosca	Parell necessari (Nmm)
Susp.Opció1	142	Mètrica 3	44,7
Susp.Opció2	120	Mètrica 3	37,7
Susp.Opció1	142	Mètrica 4	60,1
Susp.Opció2	120	Mètrica 4	50,8
Direcció	191,8	Mètrica 3	60,3
Direcció	191,8	Mètrica 4	81,1

### Càlcul dels esforços de la tija a tracció-compensió

Un altre pas es saber si la tija de les rosques seleccionades poden suportar els esforços axials de tracció o compressió aplicats.

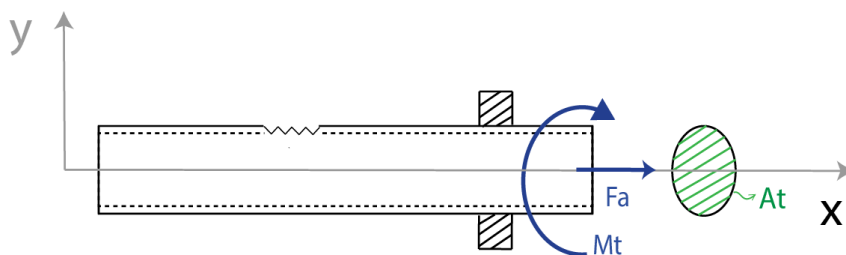


Figura 44: Esquema del cargol de l'actuador elèctric, juntament amb la representació de les carregues i de la secció resistent que té.

S'ha calculat, per a una barra roscada d'acer amb una qualitat del material 5,8, és a dir amb un límit elàstic de  $400 \text{ N/mm}^2$  i que rep una força axial màxima de  $F_a = 191,8 \text{ N}$ , que l'àrea mínima que suportaria els esforços de tracció exigits és de  $A_t = 0,719 \text{ mm}^2$  és a dir una rosca de mètrica 1,4 que té una secció resistent de  $0,983 \text{ mm}^2$ , suportaria tots els esforços exigits. És per això que totes les rosques que s'utilitzin, superiors a l'esmentada, ja sigui en secció d'àrea resistent o per la qualitat d'acer seran capaces de suportar els esforços exigits.

Per tant, es calcula que utilitzant una rosca de M3 o M4, aquestes tindrien una tensió a tracció/compressió de valor  $38,09 \text{ N/mm}^2$  o  $21,83 \text{ N/mm}^2$  respectivament.

A banda de la secció resistent als esforços axials, en elements roscats hi ha altres factors de possible fallida com són:

- Aixafament dels filets de rosca a compressió
- Cisallament dels filets de rosca
- Trencament dels filets de rosca per flexió
- Aixafament de les bases del cargol i de la femella

Per a les rosques normalitzades, el cas més desfavorable és el d'aixafament dels filets de rosca a compressió. Aquest efecte es produeix ja que tota la força que fa la tija es



transmet a la femella pels filets de rosca i quan la femella roscada té poc gruix, aquests no son capaços d'aguantar l'esforç. Els valors del gruix de la femella roscada, que fan que l'aparellament entre els elements tingui una situació d'igual resistència que la calculada a tracció/compressió venen definits en la següent Taula 9.

Taula 9: Profunditat de la rosca ( $h$ ) en funció del diàmetre nominal i del tipus d'aparellament amb el cargol.

d: diametro nominal  
P: paso

Materiales de emparejamientos	Altura mínima ( $h$ )	
	$d/P < 9$	$d/P \geq 9$
Tornillo y tuerca del mismo material con rosca normal	0,8·d (valor normalizado para tuercas según DIN 555 y DIN 934)	
Tornillo de acero (8.8) en GG	1,0·d	1,2·d
Tornillo de acero (10.9) en GG	1,0·d	1,2·d
Tornillo de acero en Al puro	1,0·d	1,2·d
Tornillo de acero (10.9) en GG	2,2·d	
Tornillo de acero (8.8) en aleación de Al (AlCuMg1F40)	1,1·d	1,4·d
Tornillo de acero (8.8) en St 37	1,0·d	1,25·d
Tornillo de acero (10.9) en St 37	1,25·d	1,4·d

Així doncs, en el nostre cas, si considerem que tant la rosca com la femella són normalitzades i que són del mateix material, l'altura mínima o gruix de la femella hauria de ser 0,8 vegades el diàmetre nominal de rosca, és a dir 2,4mm de gruix per a M3 o bé 3,2mm per a M4

Un altre factor que cal preveure és el fenomen del vinclament.

En la següent Taula 10 es pot veure la longitud lliure al vinclament (LP) en funció dels paràmetres de la rosca, de la força axial que rep la tija, i del mètode de fixament de l'actuador amb un factor  $k=2$  i un coeficient de seguretat de 1,5.

Taula 10: Resum de les dades de l'estudi realitzat sobre el fenomen del vinclament

Tipus de Rosca	St(m)	I(m <sup>4</sup> )	C <sub>MAX</sub> (m)	LP(m)	E(N/m <sup>2</sup> )	Força màxima
Mètrica 3	0,00253	2,0144E-12	0,060	0,120	2,1E+11	191,8
Mètrica 4	0,00334	6,1308E-12	0,105	0,210	2,1E+11	191,8

Així doncs es pot observar que, la longitud lliure al vinclament en cap cas de les opcions proposades és inferior al recorregut màxim de l'actuador, i per tant en cap cas es durà a terme aquest fenomen.

## Estudi del temps entre posicions extremes

Un següent pas es estudiar el temps que triga la suspensió en fer tot el recorregut.

En aquest apartat s'estudiaran únicament el temps que triga a fer el recorregut dels actuadors estudiats anteriorment que tinguin la capacitat d'elevat el vehicle o d'accionar la suspensió i que, per tant, poden subministrar un parell nominal superior o igual al necessari.

És per això que dels actuadors inicials, tan sols se n'estudiaran els que compleixin aquesta condició, que son els esmentats en la següent Taula 11.

*Taula 11: Llista d'actuadors que compleixen amb els requisits de parell nominal en la suspensió.*

	Sense càrrega	Càrrega nominal	
Model	Velocitat (rpm)	Velocitat (rpm)	Parell nominal (Nmm)
12GAN20-30	600	500	40
12GAN20-50	400	340	50
12GAN20-100	300	240	60
12GAN20-200	200	160	100
12GAN20-298	130	100	150

La velocitat de desplaçament de l'actuador depèn proporcionalment del pas de rosca, és a dir, del tipus de rosca que s'utilitzi, seguint les següents equacions:

$$t = \frac{\text{recorregut}(mm)}{v\left(\frac{mm}{s}\right)}$$

$$v\left(\frac{mm}{s}\right) = n(rpm) * \text{pas de rosca}(mm) * \frac{1}{60}$$

## Suspensió

Pel que fa a la suspensió, hi ha dues opcions a estudiar, amb uns recorreguts de 33,5mm i 41,5mm. Es parteix de l'estudi anterior del parell màxim i mitjà que ha de subministrar l'actuador en cada cas i depenent del tipus de rosca utilitzat.

En la següent Taula 12 i Taula 13 es mostren els valors nominals de parell i velocitat dels actuadors i per als dos casos estudiats depenent del tipus de rosca utilitzat.

*Taula 12: Temps de recorregut calculat en funció de l'actuador seleccionat per a la opció 1*

Model	Parell nominal (Nmm)	Velocitat (rpm)	Pas de rosca (mm)	Recorregut (mm)	Temps (s)
12GAN20-50	50	340	0,5	33,5	8,45
12GAN20-100	60	240	0,5	33,5	11,96
12GAN20-200	100	160	0,5	33,5	17,95
12GAN20-298	150	100	0,5	33,5	28,71
12GAN20-100	60	240	0,7	33,5	16,75
12GAN20-200	100	160	0,7	33,5	25,13
12GAN20-298	150	100	0,7	33,5	40,20

*Taula 13: : Temps de recorregut calculat en funció de l'actuador seleccionat per a la opció 2*

Model	Parell nominal (Nmm)	Velocitat (rpm)	Pas de rosca (mm)	Recorregut (mm)	Temps (s)
12GAN20-50	50	340	0,5	41,5	14,65
12GAN20-100	60	240	0,5	41,5	20,75
12GAN20-200	100	160	0,5	41,5	31,13
12GAN20-298	150	100	0,5	41,5	49,80
12GAN20-50	50	340	0,7	41,5	10,46
12GAN20-100	60	240	0,7	41,5	14,82
12GAN20-200	100	160	0,7	41,5	22,23
12GAN20-298	150	100	0,7	41,5	35,57

L'actuador, tot i estar dimensionat tal que sigui capaç de poder subministrar l'esforç màxim exigít, i la majoria del temps treballi a un parell inferior al nominal que pot subministrar, es fa l'estudi tenint en compte que aquests treballen sempre amb carrega nominal. D'aquesta manera el temps calculat serà lleugerament superior al temps real. Es pot veure de forma més visual els resultats abans obtinguts en la següent gràfica de la Figura 45.

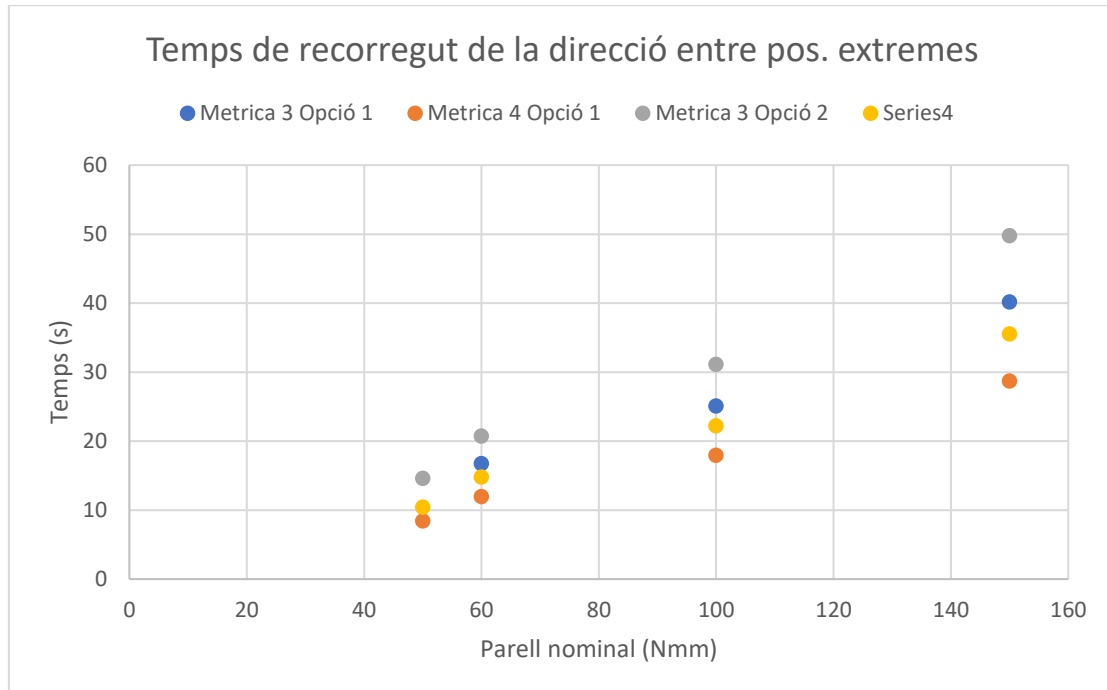


Figura 45: Gràfic Parell Nominal- Temps dels casos i opcions estudiades de la suspensió

## Direcció

Pel que fa a la direcció, el recorregut de l'actuador és únic a estudiar i és de 50mm entre posicions extremes. Com s'ha vist anteriorment, l'actuador ha de desenvolupar una força axial màxima i mitjana de 192N i 155N respectivament, i per tant un parell màxim i mitjà utilitzant la rosca de M3 de 60,38N i 48,74N i utilitzant la rosca de M4 de 81,22N i 65,57N.

En la Taula 14 es mostra els valors nominals de parell i velocitat dels actuadors estudiats, pas de rosca seleccionat, recorregut i el temps necessari per a recorre'l.

Taula 14: Resultat numèric del temps del recorregut en la direcció del vehicle en funció del pas de rosca i de l'actuador seleccionat.

Model	Parell nominal (Nmm)	Velocitat (rpm)	Pas de rosca (mm)	Recorregut (mm)	Temps (s)
12GAN20-100	60	240	0,5	50	25
12GAN20-200	100	160	0,5	50	37,5
12GAN20-298	150	100	0,5	50	60
12GAN20-200	100	160	0,7	50	26,79
12GAN20-298	150	100	0,7	50	42,86

Se'n poden veure visualment els resultats en la gràfica de la Figura 46 on es representa el temps entre posicions en funció del parell nominal de l'actuador i diferenciades entre les dues rosques estudiades.

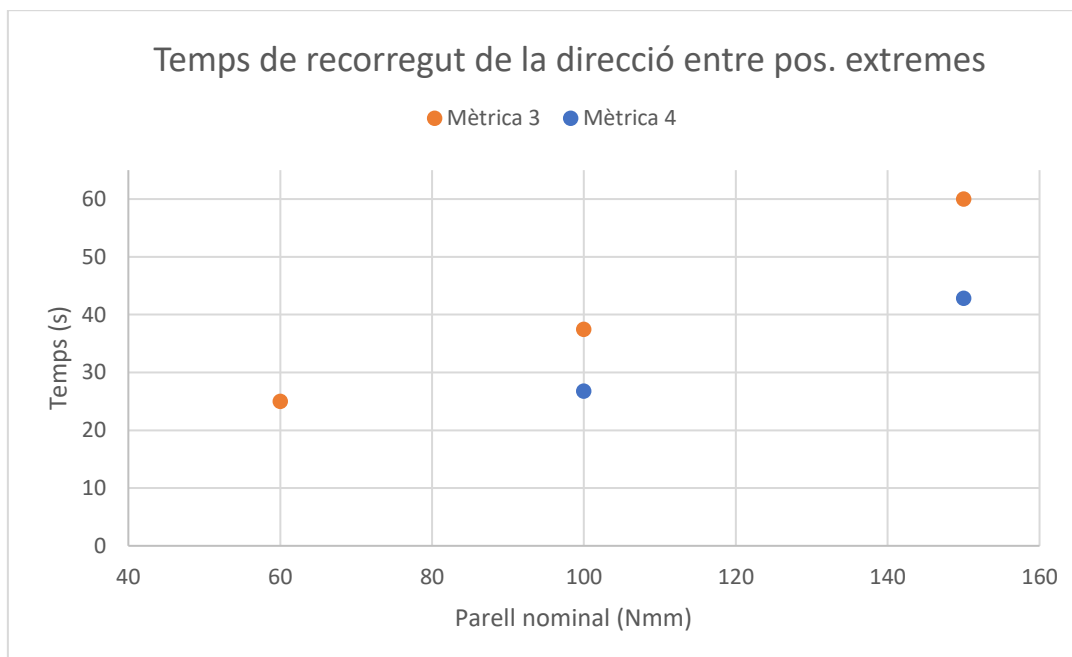


Figura 46: Gràfic Parell Nominal de l'actuador- Temps del recorregut de la direcció



## Imatges del disseny

Es mostren algunes imatges del disseny de tot el conjunt en diferents vistes, des de la Figura 47 a la Figura 55.

Segons els colors es distingeixen; en verd fort el xassís, en gris els suports del cilindre, en color marró i verd clar el conjunt motor-reductor i rosca-femella, a banda del basculant (en blau) i del conjunt boguie-reodes en lila i gris.

En aquestes versions de disseny, encara no s'han inclòs tots els elements de subjecció entre elements d'unió i altres parts del vehicle com per exemple basculant, xassís... Així com tampoc hi ha ubicats els coixinets de fricció ni bulons, etc.

### Suspensió

#### Opció 1

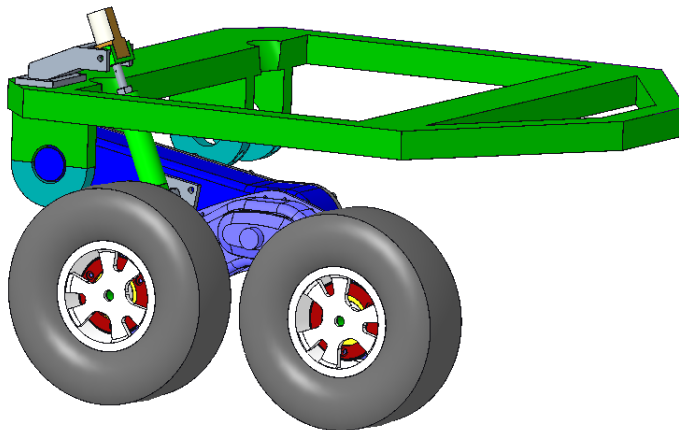
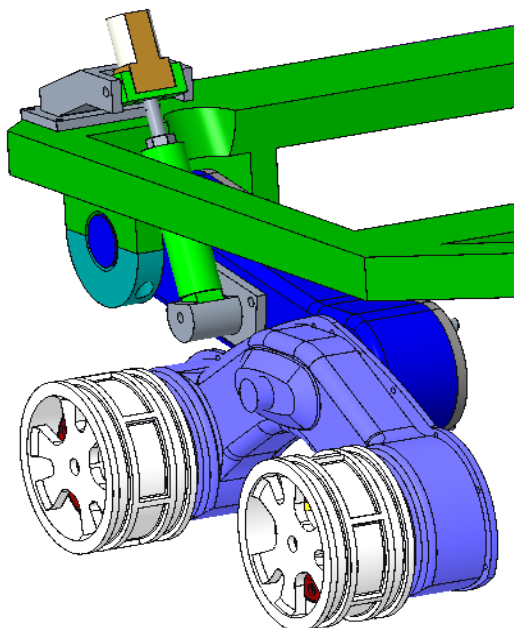
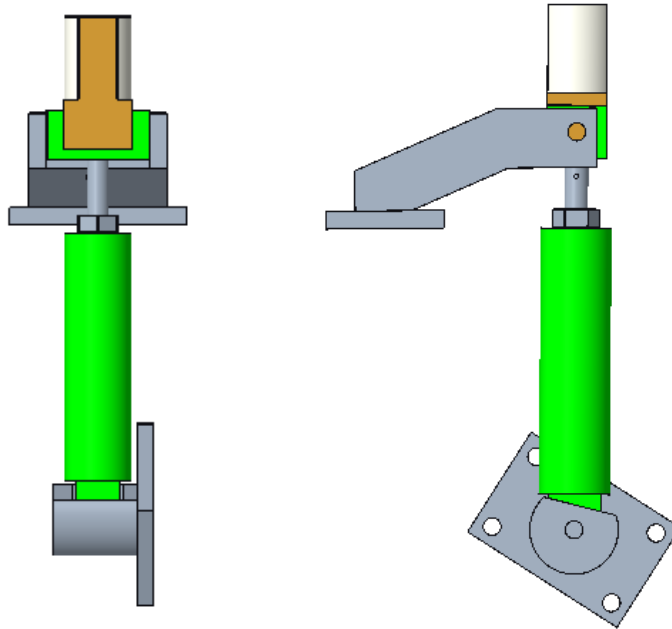


Figura 47: Vista general del disseny de l'opció 1





*Figura 48: Vista general del disseny de l'opció sense pneumàtics.*



*Figura 49: Vista en detall en alçat i en perfil del conjunt Actuador-Suports de l'opció 1*





Opció 2

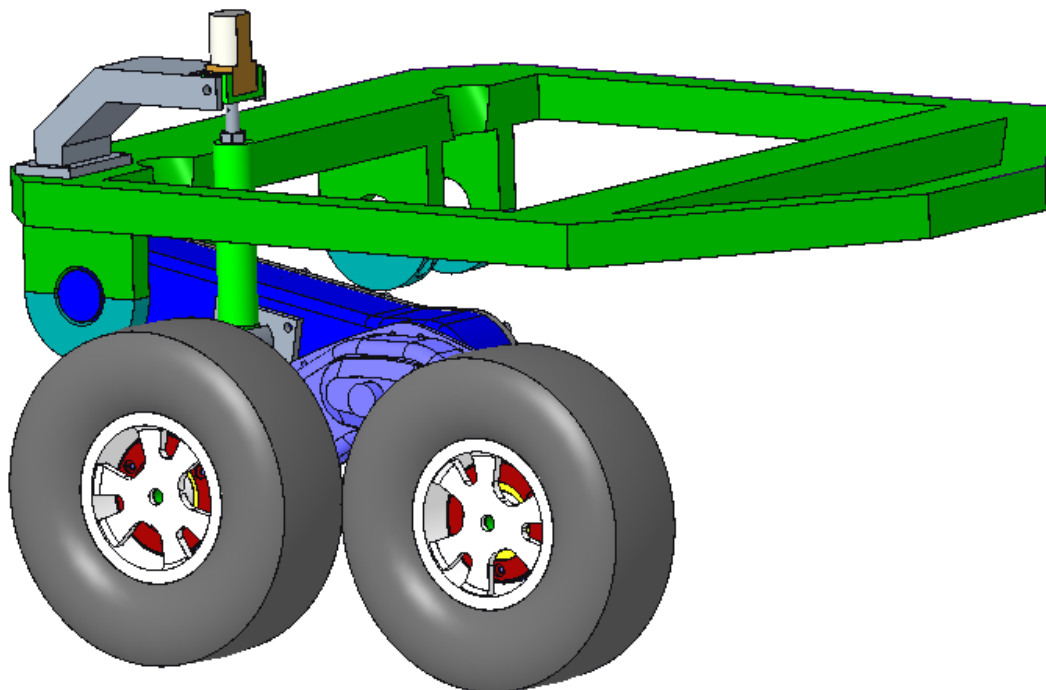


Figura 50: Vista general del disseny de l'opció 2

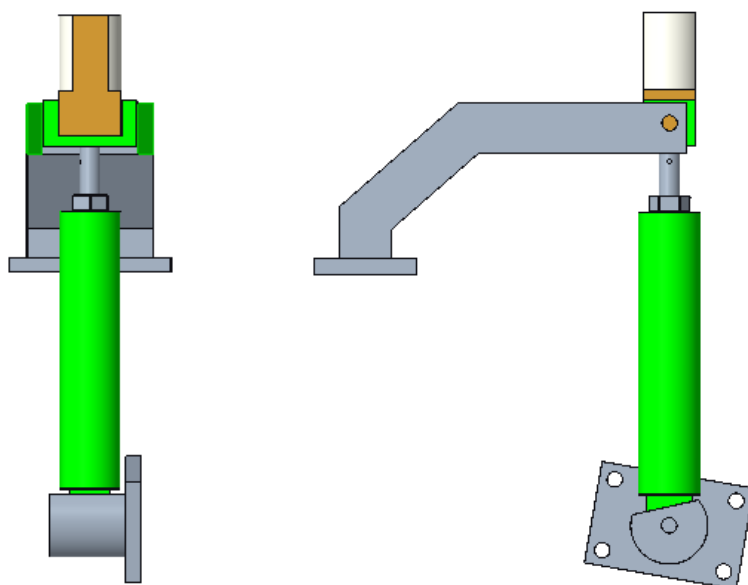


Figura 51: Vista en detall en alçat i en perfil del conjunt Actuador-Suports de l'opció 2



## Direcció

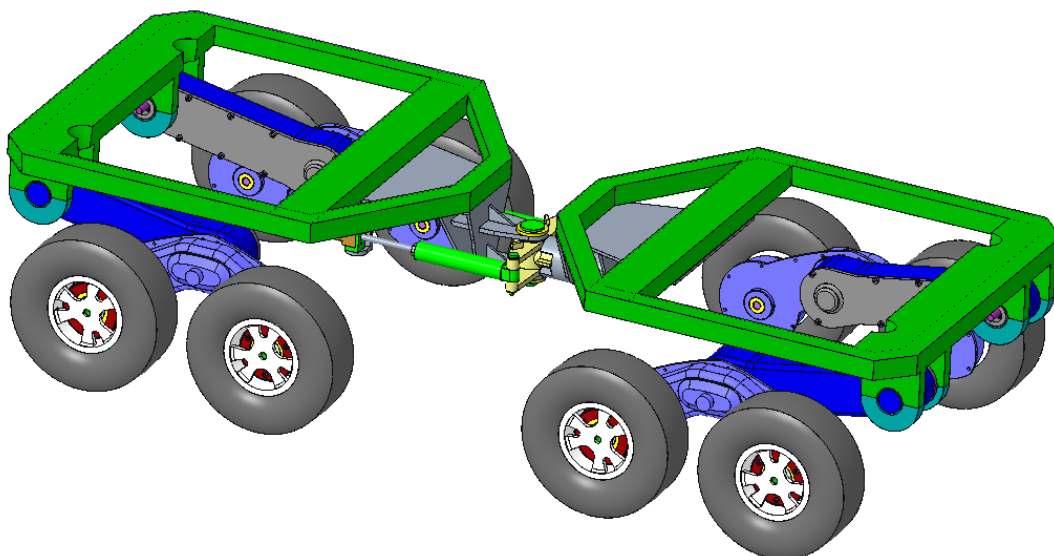


Figura 52: Vista general del vehicle amb el mòdul de direcció incorporat.

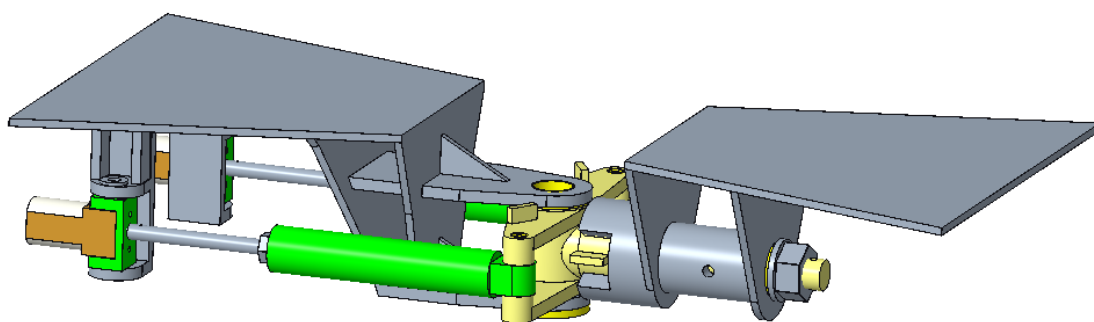


Figura 53: Vista general del disseny del mòdul de la direcció

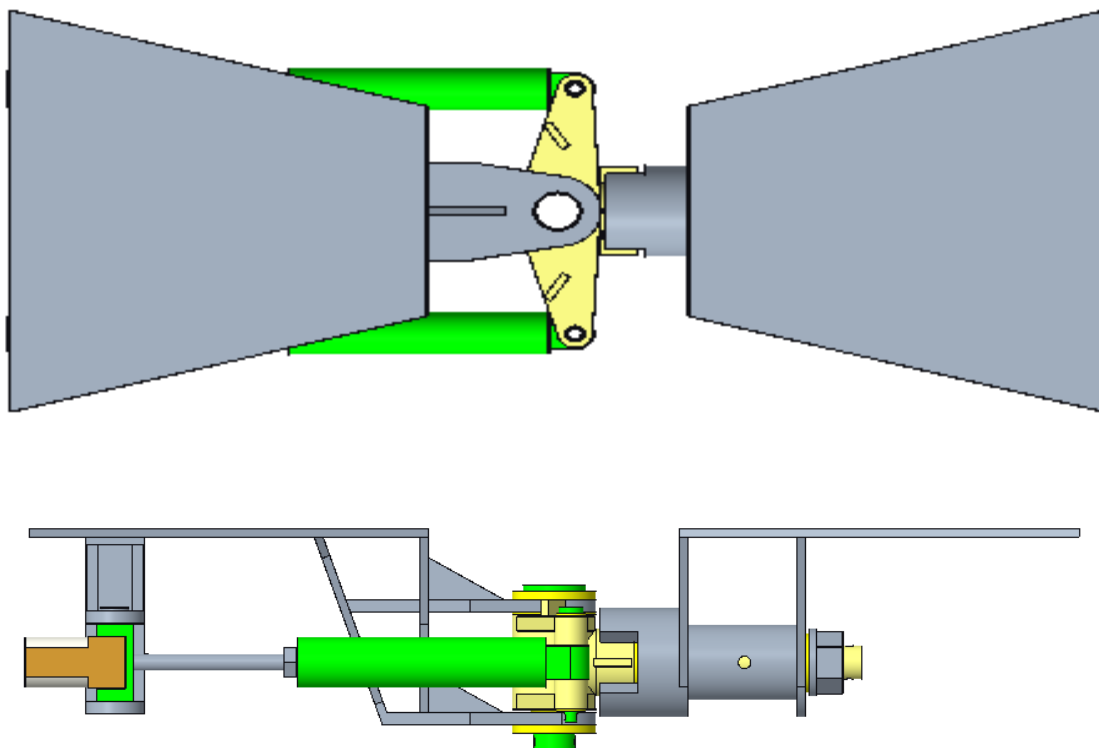


Figura 54: Vista en planta i alçat del conjunt de la direcció.

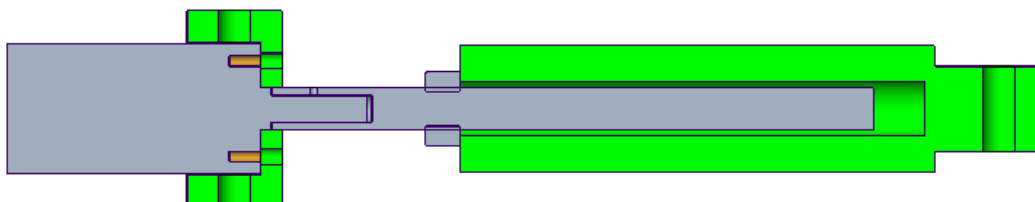


Figura 55: Vista en secció del motor-reductor amb el mecanisme rosca-femella



## Diagrama principal de control-execució

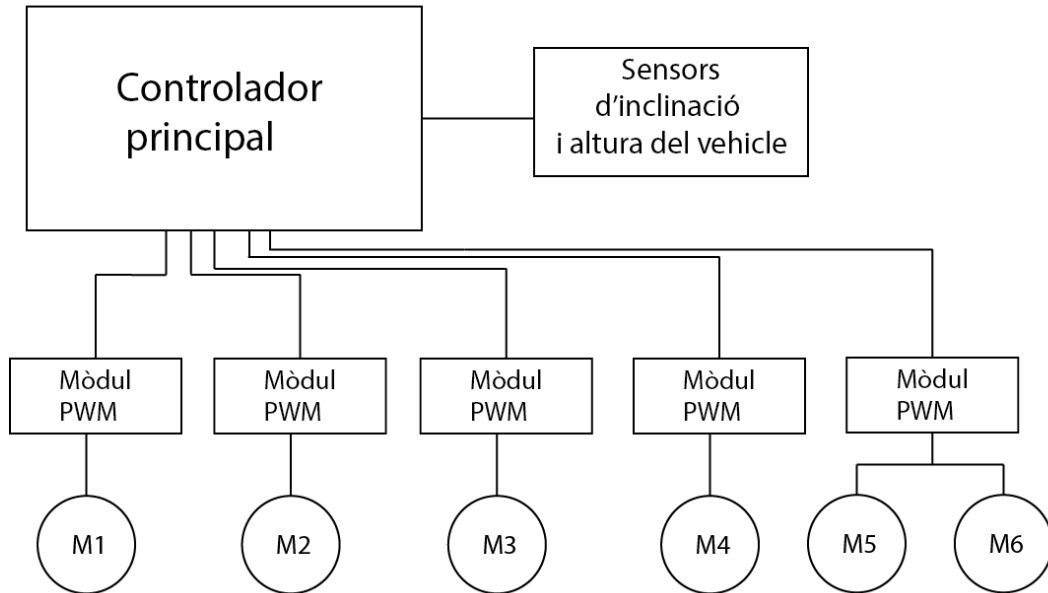


Figura 56: Diagrama basic dels components elèctrics de control del la solució elèctrica



## 6.2. Anàlisi i selecció d'un sistema oleohidràulic com a solució

En aquest cas el sistema de suspensió a estudiar serà amb actuadors hidràulics, i constarà d'un sistema amb una bomba, unes vàlvules i uns cilindres hidràulics.

A continuació s'estudiaran una sèrie de punts per tal de poder definir per complert el sistema utilitzant actuadors hidràulics.

### Ubicació de l'actuador

En aquest apartat es proposaran tres alternatives que s'han definit a l'hora d'ubicar el cilindre en el conjunt de suspensió del vehicle.

Es parteix del mateix xassís i basculant que en l'apartat 6.1 i se'n poden veure les especificacions del vehicle ja mostrades anteriorment i recuperades en la següent

Figura 57:

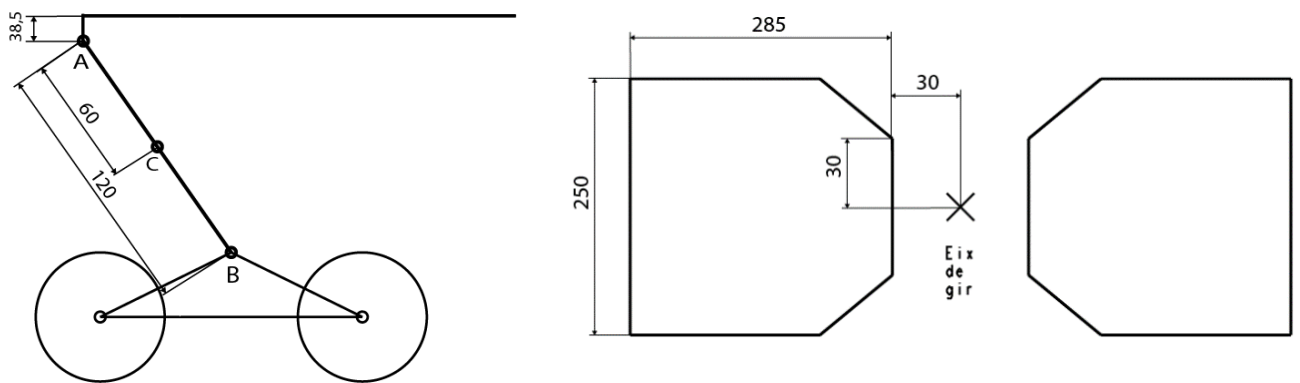
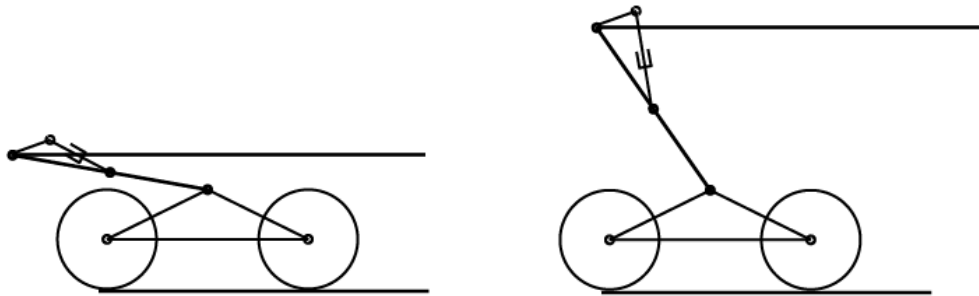


Figura 57: Cotes de partida del conjunt basculant i Xassís de la suspensió (esquerra) i cotes de partida de l'eix de gir respecte al xassís en la direcció (dreta).



### *Suspensió opció 1*

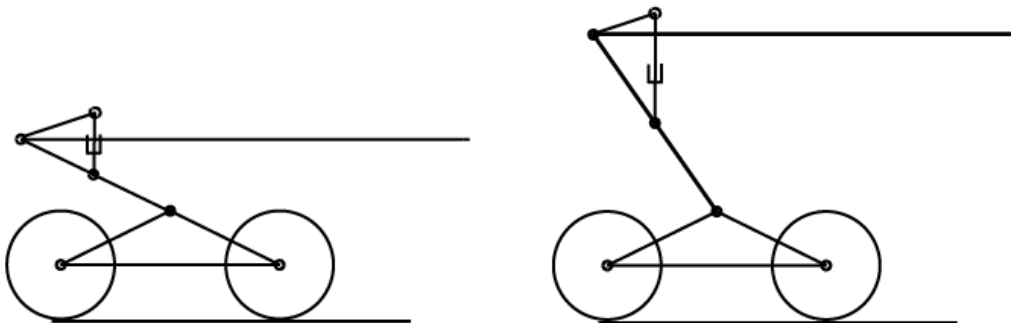
En la opció nº 1 proposada l'actuador està ubicat de manera molt similar l'opció 1 de l'actuador elèctric, se'n mostren en la Figura 58 les posicions extremes d'aquest i segueix les mesures a l'eix de rotació tal com es mostra en la Taula 15 i fent referència a la Figura 60.



*Figura 58: Representació de les posicions extremes de la suspensió i configuració de l'actuador de la opció 1 proposada*

### *Suspensió opció 2*

En la opció nº 2 proposada l'actuador està ubicat de manera molt similar a l'opció 2 abans estudiada amb les posicions extremes i situació de l'actuador tal com es mostra en la Figura 59.



*Figura 59: Representació de les posicions extremes de la suspensió i configuració de l'actuador de la opció 2 proposada*



En aquesta opció es tenen les distàncies dels eixos de revolucions tal com es mostra en la Taula 15 i representades en la Figura 60.

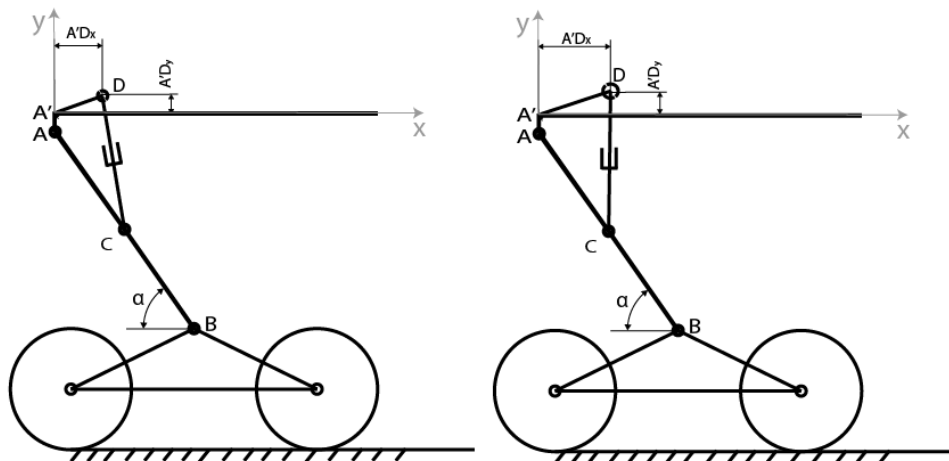


Figura 60: Cotes generals en x i en y de l'eix de revolució de l'actuador en la suspensió de les opcions 1 i 2

Taula 15: Mesures de l'eix de revolució de l'actuador

	$A'Dx$ (mm)	$A'Dy$ (mm)
Opció 1	33,15	11,00
Opció 2	64,22	25,00

### Suspensió opció 3

En la opció 3 proposada l'actuador està ubicat de manera que aquest té el mateix recorregut que en l'opció 1 (33,5mm), però el pla mig d'aquest es troba ubicat justament al pla del centre del basculant. Es poden veure les cotes generals en la Figura 61 i les posicions extremes i configuració de l'actuador en aquestes en la Figura 62.

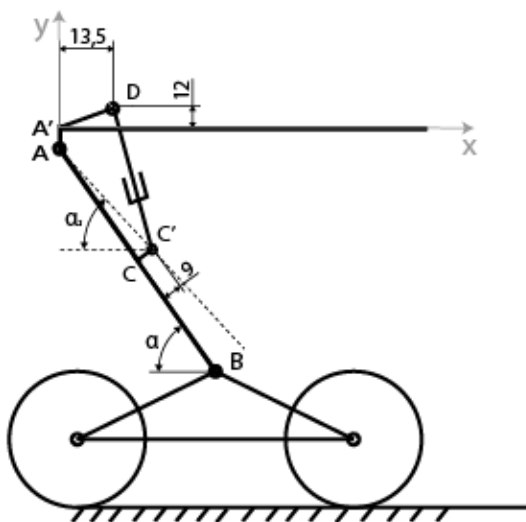


Figura 61: Cotes generals en x i en y dels eixos de revolució de l'actuador en la suspensió de la opció 3



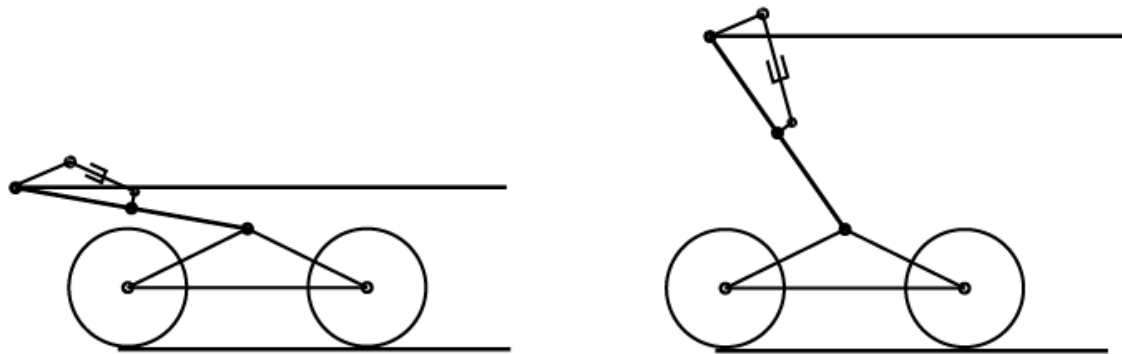


Figura 62: Representació de les posicions extremes de la suspensió i configuració de l'actuator de la opció 3 proposada

### Direcció:

El sistema de direcció és idèntic a l'estudiat en l'apartat 7.1 partint de les mateixes especificacions recuperades de l'apartat abans nombrat en la Figura 63, utilitzant però, actuadors hidràulics.

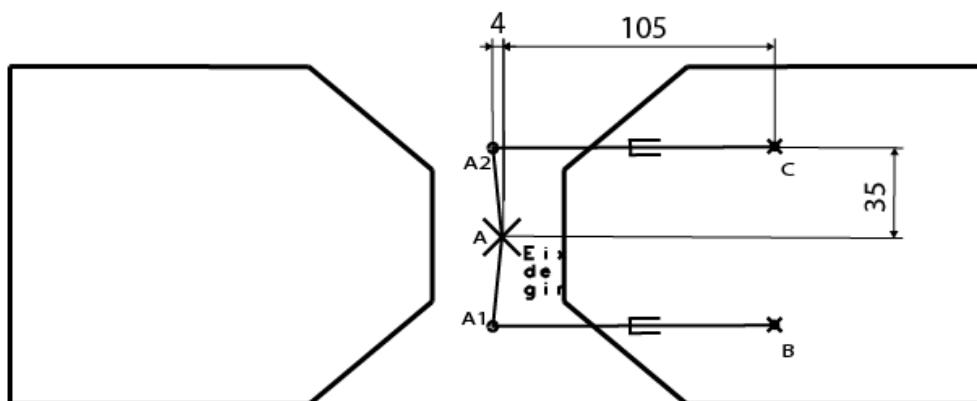


Figura 63: Cotes generals de la direcció en posició recta i de la ubicació de l'actuator.

### Càlcul de l'increment d'energia potencial entre les dues posicions extremes i pre-selecció del cilindre hidràulic necessari

Tal com s'ha realitzat en l'apartat de l'actuator elèctric, es calcula l'increment de l'energia potencial del vehicle entre les posicions extremes, i se li aplica un factor de correcció (1,2), obtenint un treball necessari de l'actuator de: 5,04 J .

A continuació es realitza l'estudi de l'energia que pot subministrar el cilindre (Segons les dues mides de l'èmbol comercials estudiades) i per a una pressió màxima de treball de 20 bar. Es poden veure els valors dels paràmetres dels actuadors, la força màxima i el treball que realitzen segons el recorregut en la Taula 16.

*Taula 16: Resum de les característiques dels cilindres, i el treball que pot efectuar cada actuador segons el seu recorregut.*

Pressió. màxima	Diàmetre de l'èmbol (mm)	Superfície de l'èmbol (mm <sup>2</sup> )	Recorregut de l'actuador (mm)	Força màxima (N)	Treball de l'actuador (J)
2,000	9,050	64,33	33,5	128,65	4,31
2,000	9,050	64,33	41,5	128,65	5,34
2,000	13,00	132,73	33,5	265,46	8,89
2,000	13,00	132,73	41,5	265,46	11,02

Per tant, s'observa que l'actuador amb menor diàmetre, no compleix aquesta condició per a la opció 1 i 3 proposades (recorregut de 33,5mm), ja que el treball que pot desenvolupar és menor al necessari i per tant no seria capaç d'eleva el vehicle i es descarten aquestes solucions en aquest actuador, les altres tres es segueixen considerant vàlides.

### Estudi de forces que rep el conjunt

Es realitza l'estudi de forces del conjunt per al cas dels actuadors hidràulics.

#### Suspensió

Per tal de poder conèixer, tant les forces que realitza el cilindre, com les forces que hi ha als enllaços i en tots els elements, es realitza un anàlisi de forces al llarg del recorregut de l'actuador.

#### Opció 1 i opció 2

En aquest cas es realitza el mateix plantejament que el ja realitzat anteriorment vist en la Taula 4 de l'apartat 6.1.

#### Opció 3

En la següent Taula 17 es realitza un estudi molt similar que en l'apartat anterior, però en aquest cas se li afegeix el suport CC` que podem veure en la Figura 64 de la mateixa taula nombrada.



Taula 17: Desenvolupament dels càlculs per a trobar el conjunt de forces de la suspensió de l'opció 3

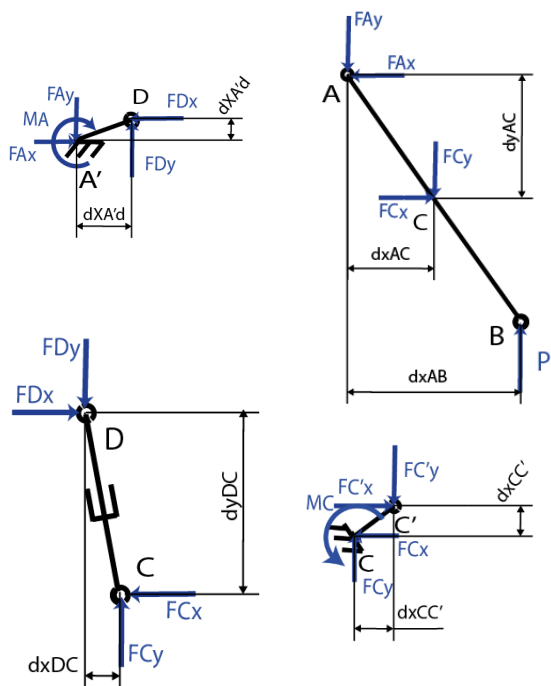
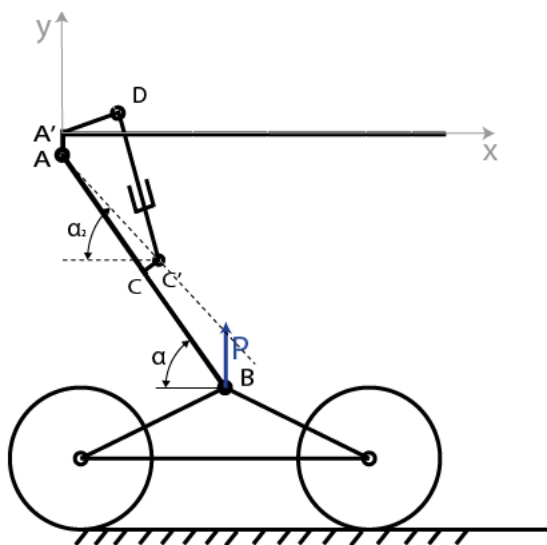


Figura 64: Representació general del conjunt Opció 3 amb la força externa (Pes) que rep i diagrama del cos lliure de cadascun dels elements que conformen la suspensió

AB:

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \rightarrow F_{Cx} = F_{Ax} \\ \sum F_y &= 0 \rightarrow P_y = F_{Ay} + F_{Cy} \\ \sum M_A &= 0 \rightarrow F_{Cx} * (d_{yAC}) - F_{Cy} * (d_{xAC}) + P_y * (d_{xAB}) = 0\end{aligned}$$

DC:

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \rightarrow F_{Dx} = F_{Cx} \\ \sum F_y &= 0 \rightarrow F_{Dy} = F_{Cy} \\ \sum M_A &= 0 \rightarrow F_{Cx} * (d_{yDC}) - F_{Cy} * (d_{xDC}) = 0\end{aligned}$$

A'D:

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \rightarrow F_{Dx} = F_{Ax} \\ \sum F_y &= 0 \rightarrow F_{Dy} = F_{Ay} \\ M_A &= F_{Dy} * (d_{xA'D}) + F_{Dx} * (d_{yA'D})\end{aligned}$$

C'C

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \rightarrow F_{Cx} = F_{C'x} \\ \sum F_y &= 0 \rightarrow F_{Cy} = F_{C'y} \\ M_A &= F_{C'y} * (d_{xC'C}) + F_{C'x} * (d_{yC'C})\end{aligned}$$



Es troben totes les reaccions als enllaços del sistema de les opcions 1, 2 i 3 i és representa en la Taula 18, Taula 19 i Taula 20 respectivament.

*Taula 18: Representació numèrica de tots els resultats de les reaccions calculats a partir del procediment anteriorment explicat de l'opció 1*

$\alpha$	P (N)	F <sub>Ax</sub> (N)	F <sub>Ay</sub> (N)	F <sub>Cx</sub> (N)	F <sub>Cy</sub> (N)	F <sub>Dy</sub> (N)	F <sub>Dx</sub> (N)	Ma (Nmm)	Fact (N)
10	60	56,24	-69,92	56,24	129,92	129,92	56,24	4925,77	141,57
15	60	50,99	-73,66	50,99	133,66	133,66	50,99	4992,11	143,06
20	60	45,28	-76,48	45,28	136,48	136,48	45,28	5022,82	143,80
25	60	39,22	-78,29	39,22	138,29	138,29	39,22	5015,95	143,74
30	60	32,89	-78,99	32,89	138,99	138,99	32,89	4969,56	142,83
35	60	26,40	-78,49	26,40	138,49	138,49	26,40	4881,67	140,98
40	60	19,89	-76,69	19,89	136,69	136,69	19,89	4750,22	138,13
45	60	13,47	-73,47	13,47	133,47	133,47	13,47	4572,92	134,15
50	60	7,30	-68,70	7,30	128,70	128,70	7,30	4347,15	128,91
55	60	1,57	-62,24	1,57	122,24	122,24	1,57	4069,66	122,25

*Taula 19: Representació numèrica de tots els resultats de les reaccions calculats a partir del procediment anteriorment explicat de l'opció 2*

$\alpha$	P (N)	F <sub>Ax</sub> (N)	F <sub>Ay</sub> (N)	F <sub>Cx</sub> (N)	F <sub>Cy</sub> (N)	F <sub>Dy</sub> (N)	F <sub>Dx</sub> (N)	Ma (Nmm)	Fact (N)
10	60	-0,10	-59,98	-0,10	119,98	119,98	-0,10	7094,96	119,98
15	60	-1,81	-59,52	-1,81	119,52	119,52	-1,81	7024,71	119,53
20	60	-3,91	-58,58	-3,91	118,58	118,58	-3,91	6916,70	118,64
25	60	-6,29	-57,07	-6,29	117,07	117,07	-6,29	6767,93	117,24
30	60	-8,83	-54,90	-8,83	114,90	114,90	-8,83	6575,96	115,24
35	60	-11,44	-51,99	-11,44	111,99	111,99	-11,44	6338,75	112,57
40	60	-13,99	-48,26	-13,99	108,26	108,26	-13,99	6054,50	109,16
45	60	-16,36	-43,64	-16,36	103,64	103,64	-16,36	5721,55	104,92
50	60	-18,43	-38,03	-18,43	98,03	98,03	-18,43	5338,17	99,75
55	60	-20,06	-31,35	-20,06	91,35	91,35	-20,06	4902,41	93,53



Taula 20: Representació numèrica de tots els resultats de les reaccions calculats a partir del procediment anteriorment explicat de l'opció 3

$\alpha$	$\alpha^2$	P (N)	F <sub>Ax</sub> (N)	F <sub>Ay</sub> (N)	F <sub>Cx</sub> (N)	F <sub>Cy</sub> (N)	F <sub>Dy</sub> (N)	F <sub>Dx</sub> (N)	Ma (Nmm)	Fact (N)
10	-11,34	60	118,63	-21,46	118,63	81,46	81,46	118,63	2522,92	143,91
15	-6,34	60	113,87	-29,19	113,87	89,19	89,19	113,87	2570,16	144,64
20	-1,34	60	108,32	-35,96	108,32	95,96	95,96	108,32	2595,00	144,72
25	3,66	60	102,03	-41,69	102,03	101,69	101,69	102,03	2596,85	144,05
30	8,66	60	95,06	-46,27	95,06	106,27	106,27	95,06	2575,12	142,59
35	13,66	60	87,49	-49,60	87,49	109,60	109,60	87,49	2529,16	140,24
40	18,66	60	79,40	-51,54	79,40	111,54	111,54	79,40	2458,29	136,91
45	23,66	60	70,89	-51,95	70,89	111,95	111,95	70,89	2361,74	132,51
50	28,66	60	62,06	-50,68	62,06	110,68	110,68	62,06	2238,60	126,89
55	33,66	60	53,03	-47,53	53,03	107,53	107,53	53,03	2087,75	119,89

En la Figura 65 es pot observar gràficament la força que ha de realitzar l'actuador en funció de l'angle per a l'opció 1 , 2 i 3.

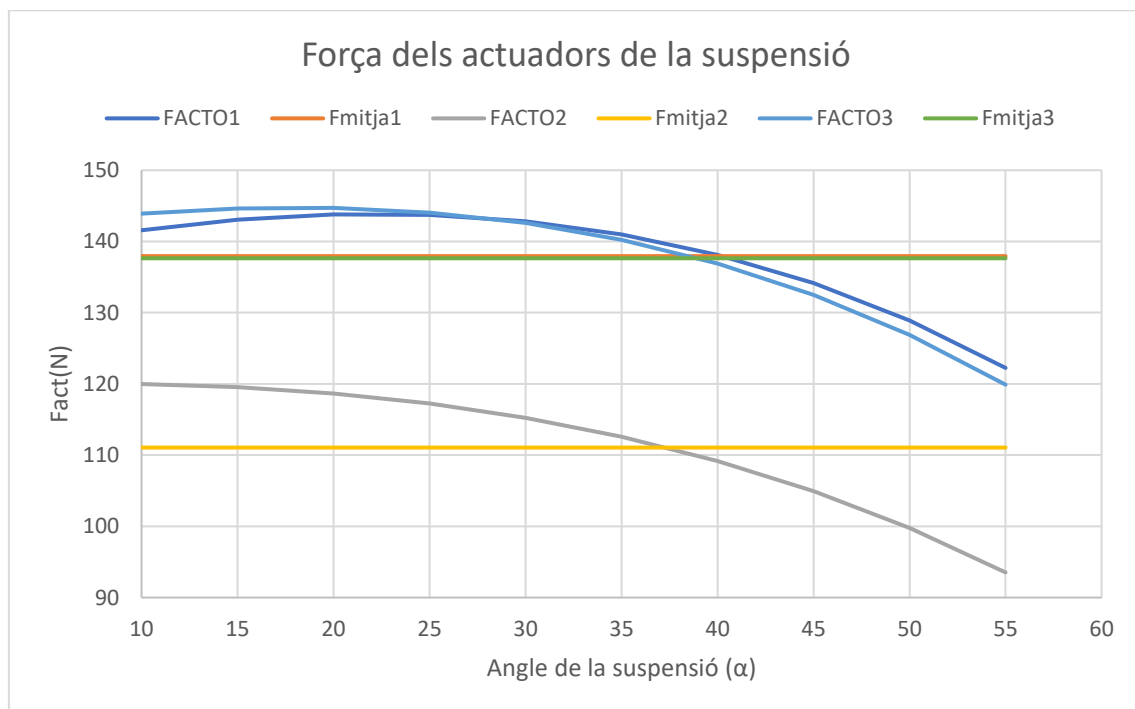


Figura 65: : Gràfic Angle de gir- Força de l'actuador instantània i mitjana per als dos casos proposats



## Direcció

Es realitza un estudi de la direcció utilitzant el mateix cas hipotètic i teòric que en el de l'apartat 6.1 representant en la Figura 66 el diagrama de forces equivalents de fricció i les forces que han de fer cadascun dels dos actuadors hidràulics.

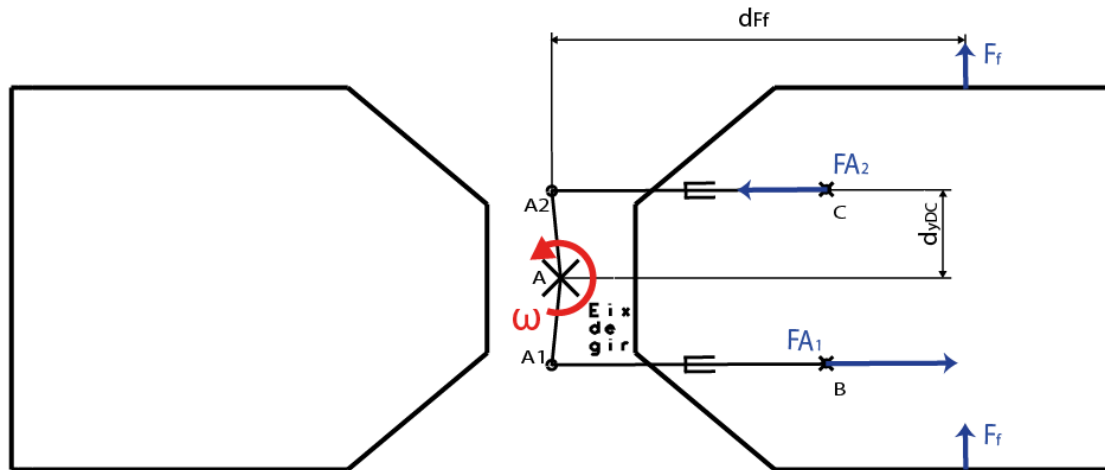


Figura 66: Diagrama de forces externes i forces que realitzen els actuadors del sistema de direcció del vehicle

$$\sum M_A = Fact1 * d1 + Fact2 * d2 - 2Ff * df = 0$$

$$Fact1 = \varphi * Fact2$$

$$Fact1 = \frac{2 * Ff * df}{d1 + \frac{d2}{\varphi}}$$

$d1$  i  $d2$ , s'obtenen de la mateixa forma que s'ha vist anteriorment en l'apartat 6.1 en l'Estudi de forces que rep el conjunt Direcció i on  $\varphi$  representa la relació entre àrees i forces dels dos cilindres.

$$\varphi = \frac{A_1}{A_2} = \frac{Fact1}{Fact2}$$

Després de solucionar l'anterior equació que governa el sistema en funció de l'angle de gir, es determina que la força màxima i la força mitjana de l'actuador que realitza més força en el cas de la direcció són de 237,7N i 191,2N respectivament.

En la gràfica de la Figura 67 es representen les forces dels actuadors en funció de l'angle de gir del vehicle. En aquest cas, cada actuador realitzarà una força de diferent valor, ja que un actuador hidràulic, per a una mateixa pressió de subministrament realitza més força en l'avanç que en el retrocés ja que en aquest últim la secció de l'èmbol que rep la pressió és inferior, i per tant es capaç de fer menys força.

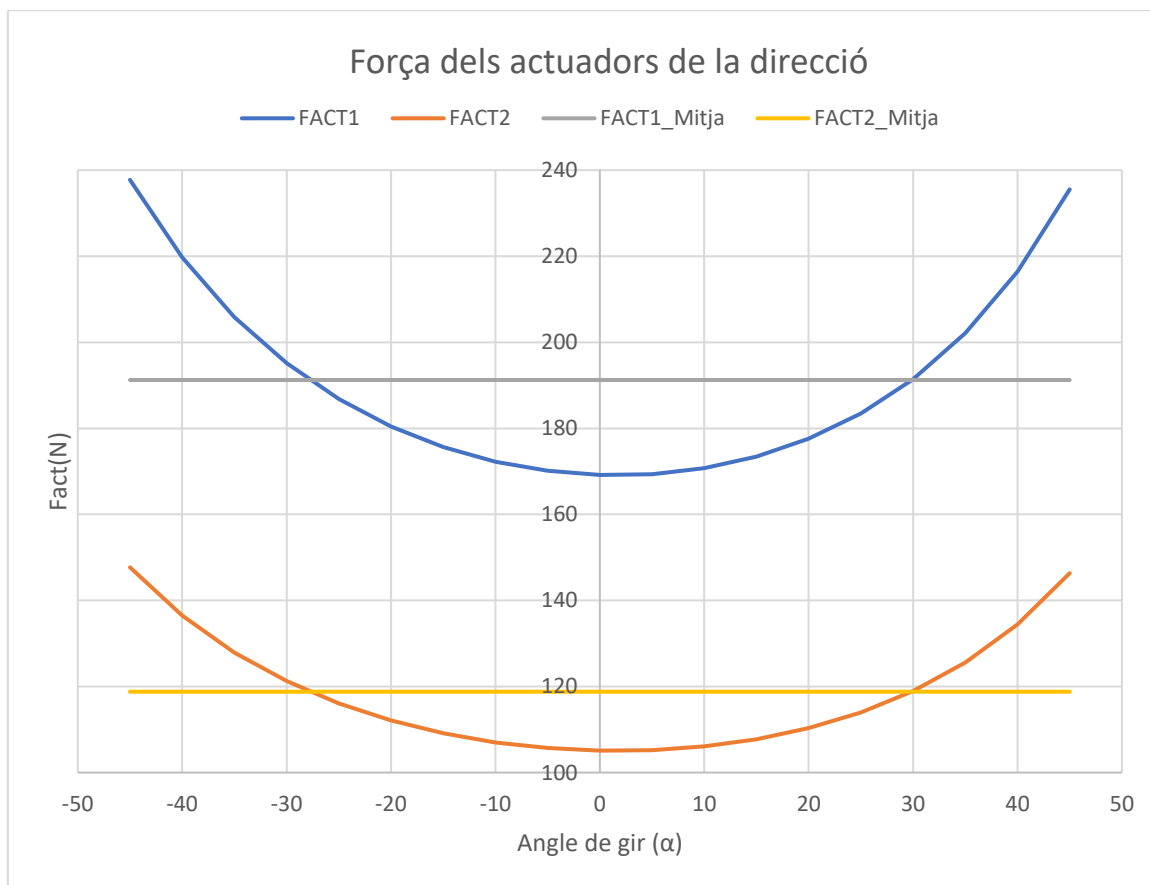


Figura 67: Gràfic Angle de gir- Força de l'actuador instantània i mitjana per a la direcció

Dimensionament del cilindre tal que sigui capaç d'accionar la suspensió.

Un cop es coneix la força màxima que haurà de realitzar el cilindre en cada opció proposada, es compara aquesta força amb la força màxima que pot realitzar un cilindre amb un diàmetre de l'èmbol determinat i es veu si els cilindres pre-seleccionats anteriorment són vàlids per a l'accionament.

Taula 21: Comparació de la força màxima de cada cilindre en vers la força màxima i mitjana necessària en cada opció estudiada

Opcions	Diàmetre de l'èmbol	Força màxima del cilindre	Força màxima necessària
Susp.Opció 2	9,05	128,65	120
Susp.Opció 1	13,00	265,47	157
Susp.Opció 2	13,00	265,47	120
Susp.Opció 3	13,00	265,47	145

Com es pot observar, el cilindre amb un diàmetre de l'èmbol més petit de 9,05mm estudiat es valida en la 2<sup>a</sup> opció, i el cilindre amb un diàmetre de l'èmbol de 13,00mm és



vàlid en les tres opcions restants, ja que poden realitzar una força major a la necessària. Es calcula la pressió màxima a la qual treballarà el sistema en els casos funcionals:

*Taula 22: Pressió màxima de subministrament de la bomba en cada opció proposada*

Casos proposats	Força màxima (N)	Àrea de l'èmbol (mm <sup>2</sup> )	Pressió de treball (bar)
Susp.Opció 2	120	64,33	18,7
Susp.Opció1	143,8	132,73	10,8
Susp.Opció2	120	132,73	9,0
Susp.Opció3	144,7	132,73	10,9

### Dimensionament del cilindre tal que sigui capaç d'accionar la direcció.

Es compara en aquest cas, la força màxima necessària per accionar els cilindres hidràulics de la direcció amb la força màxima que poden desenvolupar, comprovant els cilindres pre-seleccionats que son vàlids.

Com s'ha vist en l'apartat anterior de l'estudi de forces, la força màxima que els actuadors de la direcció han de desenvolupar és de  $237,7N$ . La força màxima que pot desenvolupar l'actuador de  $9,05mm$  de diàmetre de l'èmbol és de  $120,00N$  mentre que l'actuador de diàmetre de l'èmbol de  $13,00mm$  és capaç de realitzar una força de  $265,47N$  sense superar la pressió de  $20\text{ bar}$ .

En aquest cas es pot veure clarament que l'únic actuador vàlid per a la direcció és el de diàmetre de l'èmbol de  $13,00mm$  el qual treballa a una pressió de  $17,9\text{ bar}$ .

### Estudi dels esforços de compressió de la tija del cilindre

Un altre pas a estudiar es l'esforç màxim a tracció/compressió que rep la tija quan el cilindre hidràulic està treballant.

En aquest cas es comprova segons la qualitat del material i la força màxima que rep la tija, el diàmetre mínim que ha de tenir la tija de l'actuador.

Es considera que la tija té una qualitat 5,8 i per tant, un límit elàstic de  $400\text{ N/mm}^2$  i considerant un Coeficient de seguretat de 1,5, una tensió admissible de  $266,7\text{ N/mm}^2$ .

Es troba que l'àrea mínima que suporta es esforços màxims exigits és una àrea de  $0,89\text{ mm}^2$  i un diàmetre de  $1,06\text{ mm}$ . És per això que la tija de qualsevol dels dos actuadors escollits, que té una secció superior a  $0,89\text{ mm}^2$  suportarien els esforços exigits sense problema.

S'observa en la Taula 23 un resum amb la longitud lliure al vinclament (CMax) en cadascun dels actuadors proposats.



Taula 23: Resum de les dades de l'estudi realitzat sobre el fenomen del vinclament

Tipus de Rosca	At(m)	I(m <sup>4</sup> )	C <sub>MAX</sub> (m)	LP(m)	E(N/m <sup>2</sup> )	Força màxima
Cil1_Direcció	0,008	2,011E-10	0,54	1,08	2,1E+11	237,7
Cil1_O1	0,008	2,011E-10	0,69	1,39	2,1E+11	143,79
Cil1_O2	0,008	2,011E-10	0,76	1,52	2,1E+11	119,94
Cil1_O3	0,008	2,011E-10	0,69	1,39	2,1E+11	144,7
Cil2_O2	0,004	1,257E-11	0,19	0,38	2,1E+11	119,94

Així doncs s'observa que l'actuador amb 9,05mm de diàmetre de l'èmbol no sofreix vinclament en la única opció que és vàlid, i l'actuador amb 13,00mm de diàmetre de l'èmbol tampoc sofreix l'efecte del vinclament en el cas límit de la direcció on rep una força axial de 237,7N.

## Estudi de la bomba oleohidràulica necessària

### Estudi del cabal de la bomba.

La bomba que s'estudiarà i s'analitzarà en aquesta proposta és una bomba oleohidràulica de mida reduïda per a vehicles de radio control, del fabricant MAGOM HRC.

Un primer pas a estudiar és el cabal que és capaç de subministrar aquesta bomba i bé donat per la següent equació:

On:

$$ct \left( \frac{cm^3}{rev} \right) = \frac{D^2 - d^2}{4} * \pi * L * 10^{-3}$$

$$ct \left( \frac{cm^3}{rev} \right) = \text{Cilindrada de la bomba}$$

$D(mm)$  = Diàmetre extern

$d(mm)$  = diàmetre de fons

$L(mm)$  = ample del dentat

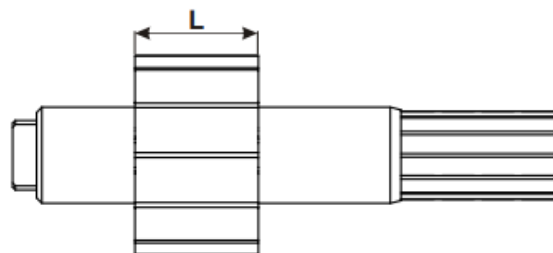
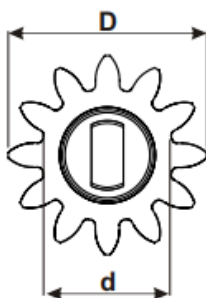


Figura 68: Esquema de mesures per al càlcul de la cilindrada d'una bomba d'engranatges



Aquest la cilindrada de la bomba expressada anteriorment és el volum de fluid teòric que dona la bomba per cada revolució, així que per saber el cabal real que subministra la bomba en  $q(l/min)$  és necessari multiplicar el cabal teòric per les revolucions del motor i per el rendiment volumètric de la bomba:

$$qr\left(\frac{l}{min}\right) = ct * n * \eta_v * 10^{-3}$$

On:

$$qr(l/min) = \text{Cabal real}$$

$$ct\left(\frac{cm^3}{rev}\right) = \text{Cilindradade la bomba}$$

$$n(rpm) = \text{Velocitat de la bomba}$$

$$\eta_v = \text{Rendiment volumètric}$$

Substituint tots els paràmetres per els que s'ajusten a la bomba seleccionada obtenim que aquesta bomba és capaç de subministrar un cabal de:

$$qt\left(\frac{cm^3}{rev}\right) = \frac{9^2 - 5,4^2}{4} * \pi * 4 * 10^{-3} = 0,163 cm^3/rev$$

En la següent gràfica de la Figura 69 es pot veure com el cabal es proporcional i lineal a les revolucions de la bomba.

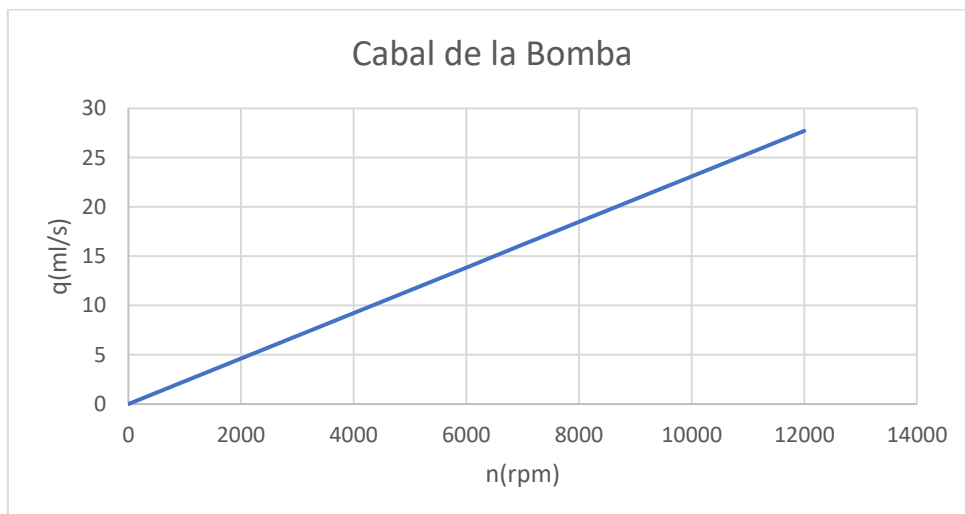


Figura 69: Gràfic del cabal en funció de les revolucions de la bomba hidràulica d'engranatges



### *Estudi de la potència de la bomba.*

La potència que consumeix la bomba és la necessària per donar el cabal i la pressió requerides pel sistema i es calcula de la següent forma:

$$P(kw) = \frac{Q \left( \frac{l}{min} \right) * P(bar)}{600}$$

Es representa en la gràfica de contorn de la Figura 70 la potència de la bomba (en W) en funció la pressió a la que treballa el sistema i del cabal que subministra, ambdós representats en els eixos X i Y, respectivament:

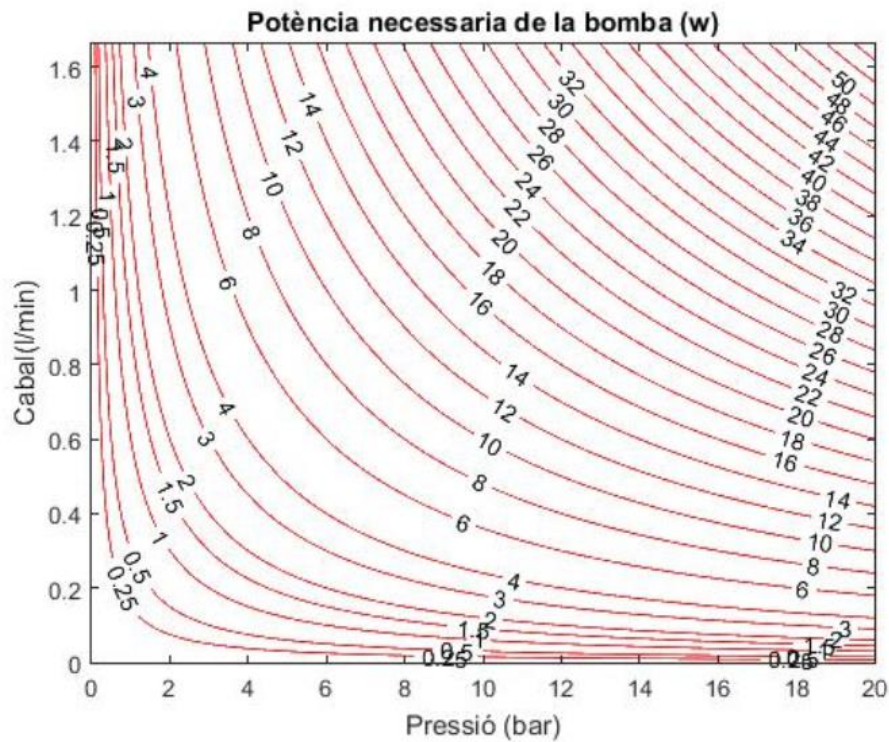


Figura 70: Gràfic de contorn de la potència de la bomba en funció de la pressió i el cabal subministrats.



Es poden veure, de forma més visual, els resultats de la gràfica de contorn representats anteriorment en la següent gràfica de la Figura 71 en les 3 dimensions.

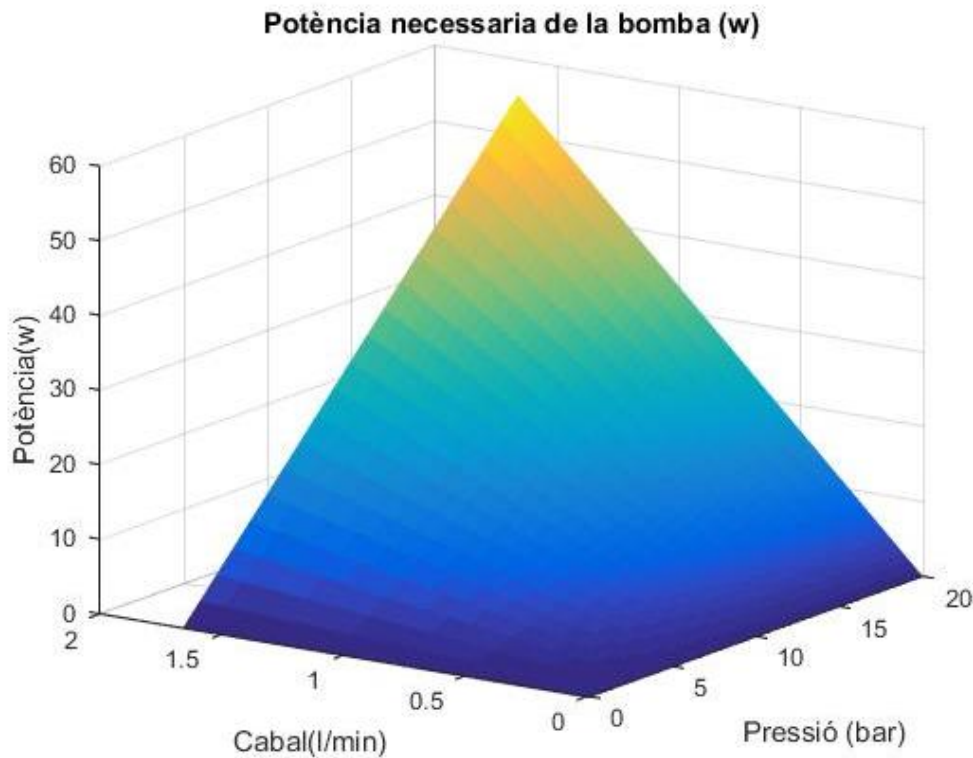


Figura 71: Gràfic en tres eixos de la potència de la bomba en funció de la pressió i el cabal subministrats.

### Estudi del temps entre posicions extremes

En aquest cas la velocitat de desplaçament de l'actuador no depèn directament de la força que ha de efectuar, si no que depèn del cabal que subministra la bomba i també del volum de fluid que reté cada actuador i del nº d'actuadors que estan funcionant, tal com es pot apreciar en la següent equació:

$$t = \frac{n * V}{q}$$

El volum de fluid necessari del pistó es proporcional a la superfície de l'èmbol i al seu desplaçament:

$$V = S * d = \pi * \frac{d^2}{4} * d$$

En la gràfica de la Figura 72 es mostren els 3 casos proposats per a la segona opció plantejada i per a un cilindre de 9,05mm de diàmetre de l'èmbol. En les gràfiques de la Figura 73 i Figura 74 es mostren els 3 casos proposats per a la primera i segona opció, ambdós per a un cilindre amb diàmetre de l'èmbol de 13mm.



En la gràfica de la Figura 75 es mostra el temps per a fer tot el recorregut en el cas que únicament s'acciони la direcció del vehicle.

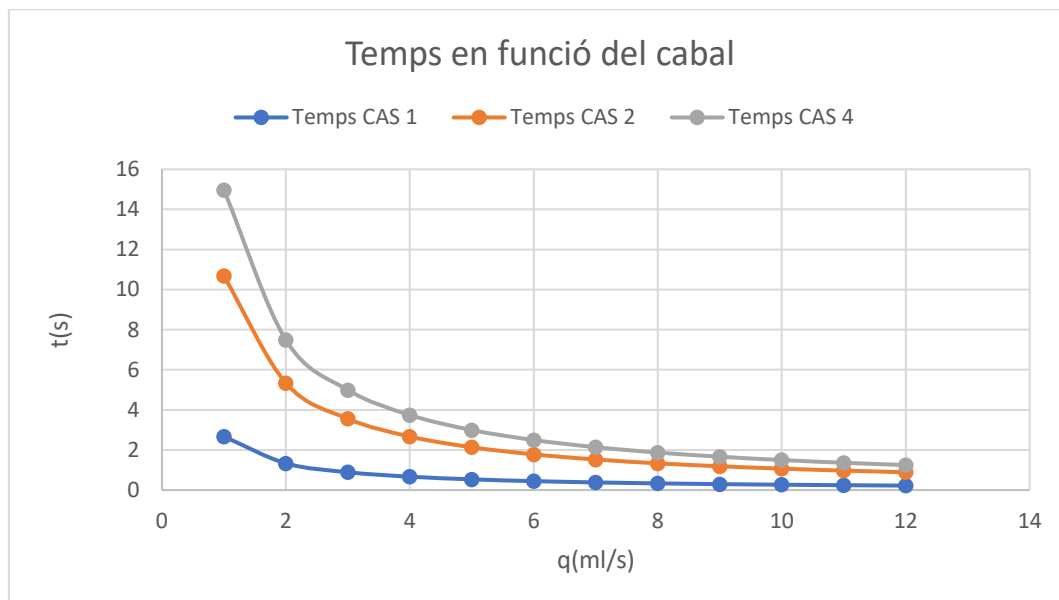


Figura 72: Gràfic del temps de recorregut de la suspensió en funció del cabal de la bomba per a un cilindre de diàmetre de l'èmbol de 9,05mm i per a la segona opció proposada.

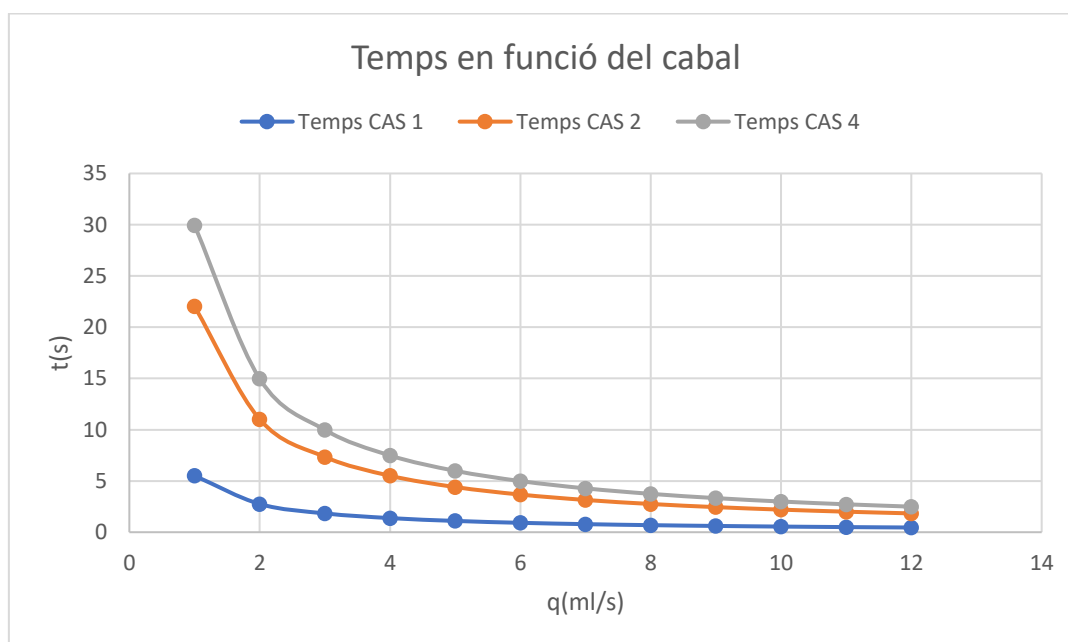


Figura 73: Gràfic del temps de recorregut de la suspensió en funció del cabal de la bomba per a un cilindre de diàmetre de l'èmbol de 13mm i per a la primera opció proposada.

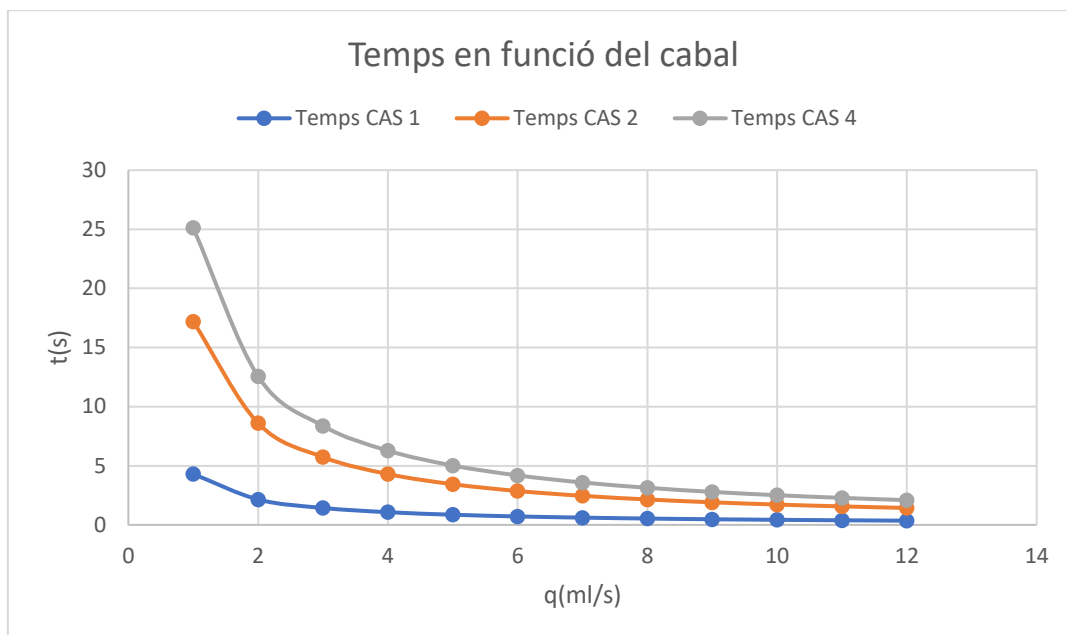


Figura 74: Gràfic del temps de recorregut de la suspensió en funció del cabal de la bomba per a un cilindre de diàmetre de l'èmbol de 13mm i per a la segona opció proposada.

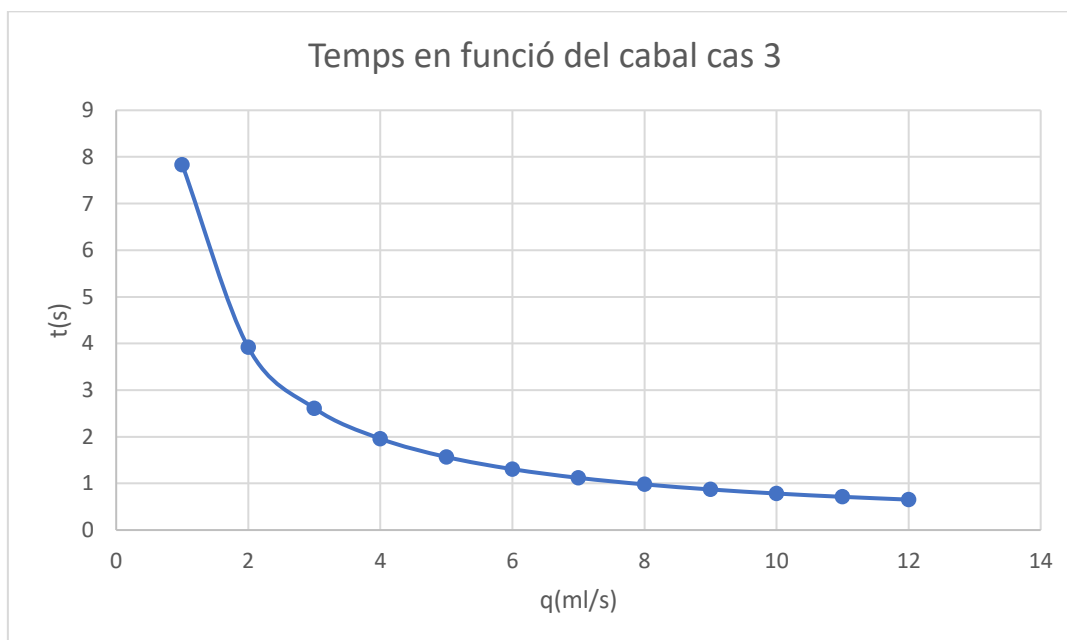


Figura 75: Gràfic del temps de recorregut de la direcció entre posicions extremes en funció del cabal de la bomba.

Es pot observar que a més cabal subministrat per la bomba, més ràpid s'aconsegueix que és realitzi tot el moviment desitjat.





## Imatges del disseny

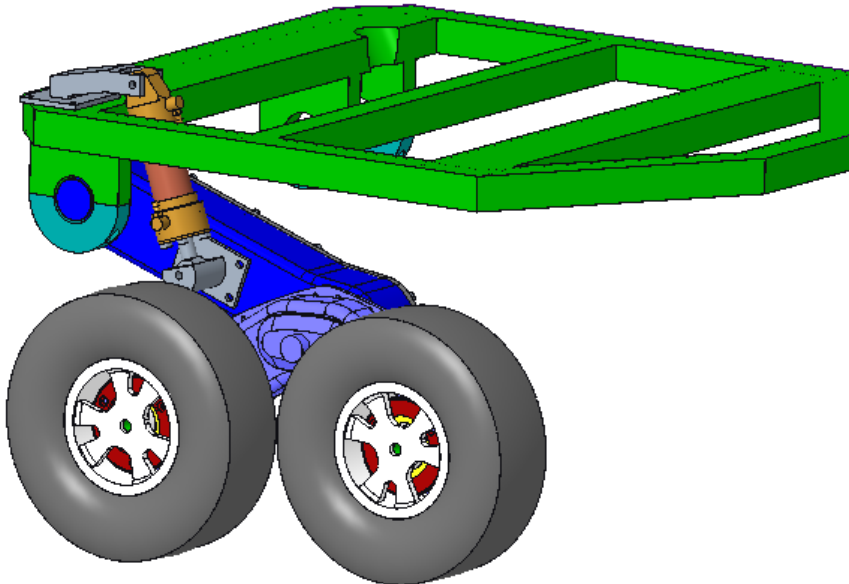
Es mostren algunes imatges del disseny de tot el conjunt en diferents vistes, des de la Figura 76 a la Figura 84 Figura 55.

Segons els colors es distingeixen; en verd fort el xassís, en gris els suports del cilindre, en color marró i coure el cilindre oleohidràulica banda del basculant (en blau) i del conjunt bogie-reodes en lila i gris.

En aquestes versions de disseny, encara no s'han inclòs tots els elements de subjecció entre elements d'unió i altres parts del vehicle com per exemple basculant, xassís... Així com tampoc hi ha ubicats els coixinets de fricció ni bulons, etc.

### Suspensió

#### Opció1



*Figura 76: Vista general del disseny de l'opció 1*

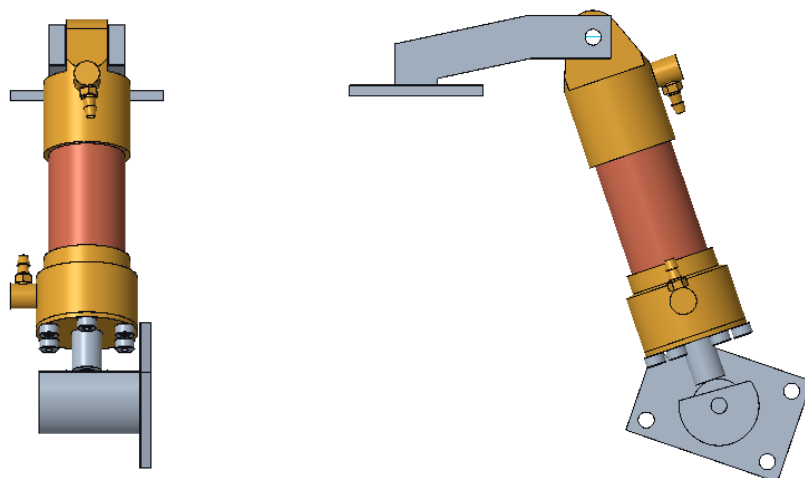


Figura 77: Vista en alçat i en perfil del conjunt actuador amb els suports

### Opció2

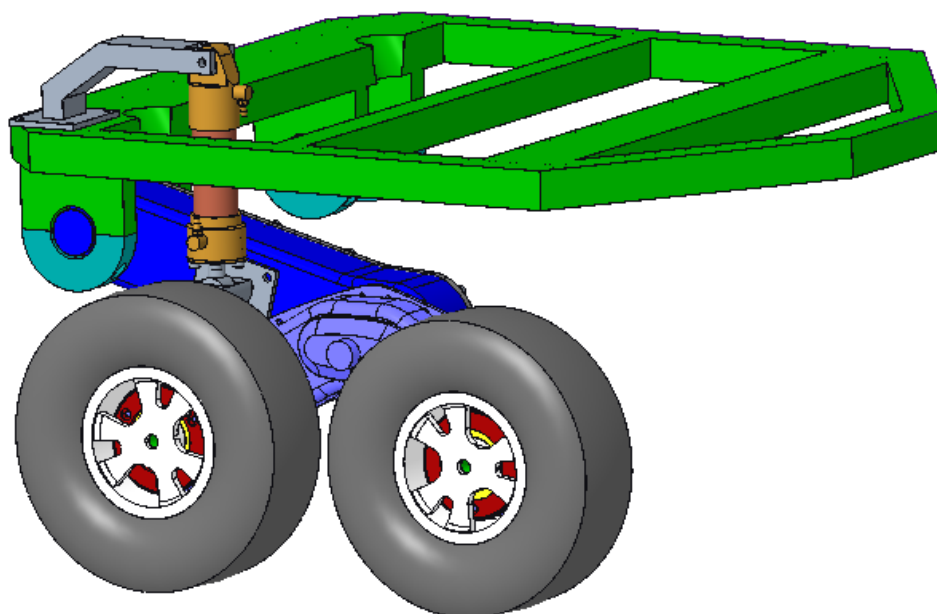


Figura 78 Vista general del disseny de l'opció 2

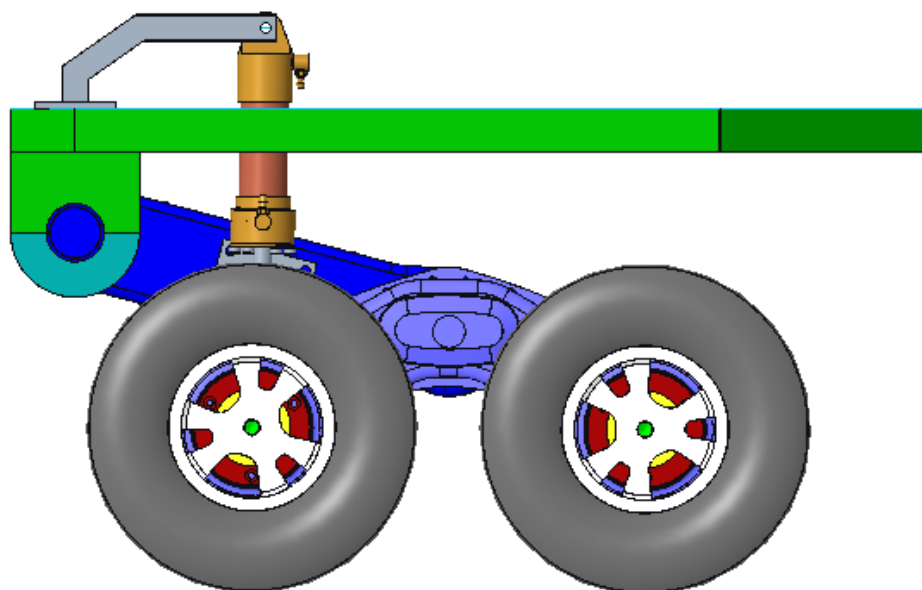


Figura 79: Vista lateral del disseny de l'opció 2

### Opció3

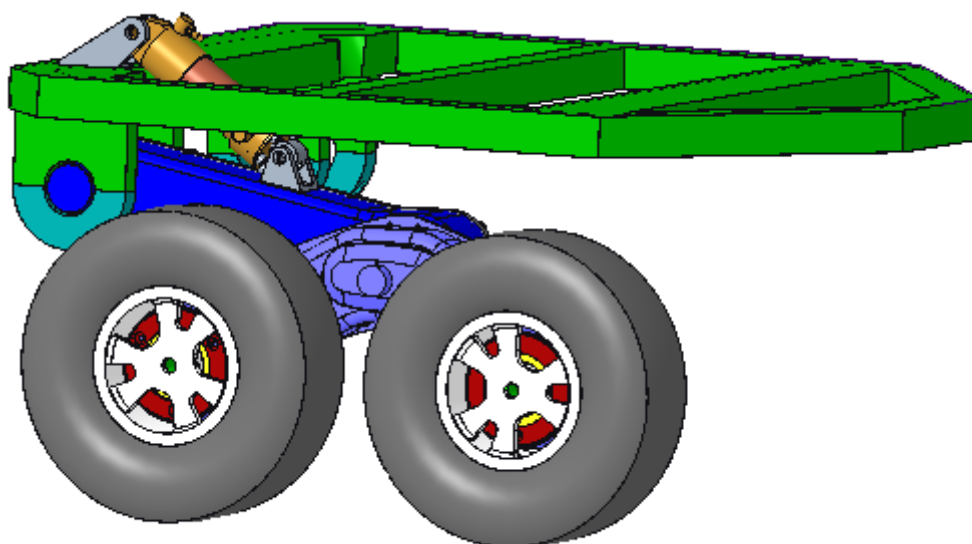


Figura 80: Vista general del disseny de l'opció 3

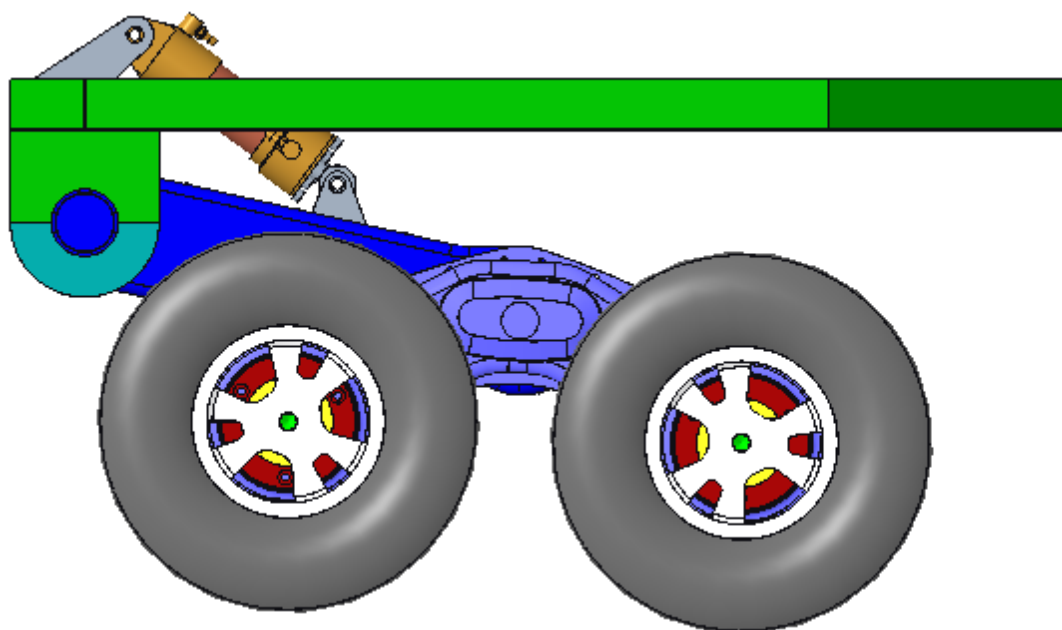


Figura 81: Vista lateral del disseny de l'opció 2

### Direcció

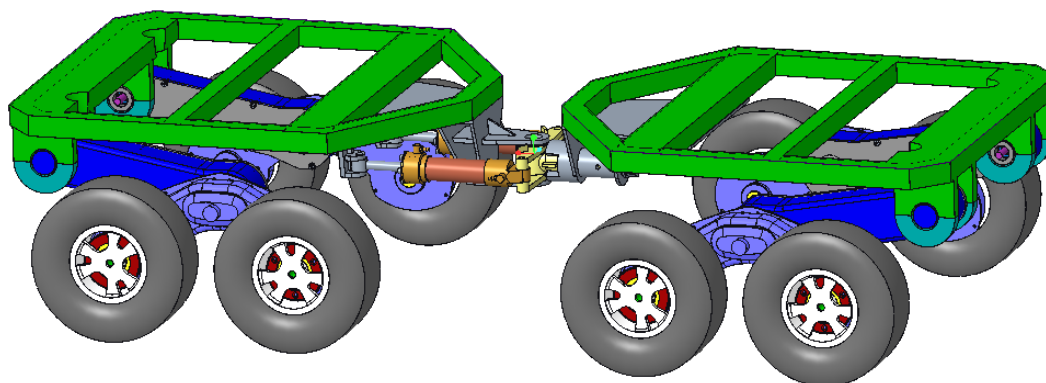
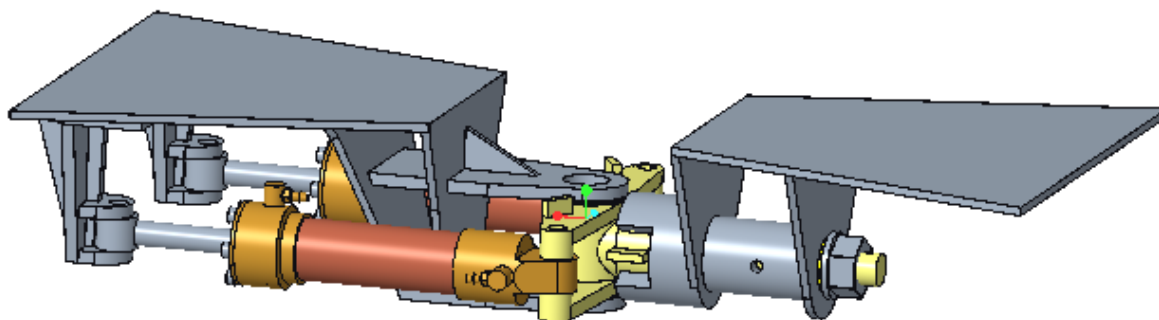
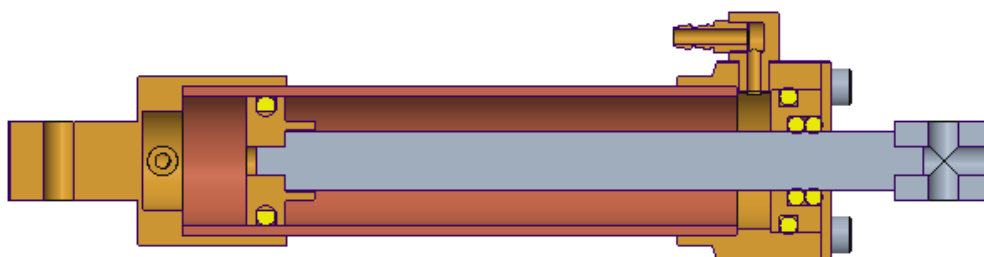


Figura 82: Vista general del vehicle amb el conjunt del mòdul de direcció hidràulic



*Figura 83: Vista general del disseny del mòdul de la direcció amb actuadors hidràulics*



*Figura 84: Vista en secció de l'actuador hidràulic utilitzat.*



## Diagrama principal de control-execució i circuit hidràulic de control de l'opció hidràulica

Es mostren en la Figura 85 i Figura 86 un diagrama bàsic dels components, i un esquema hidràulic del conjunt.

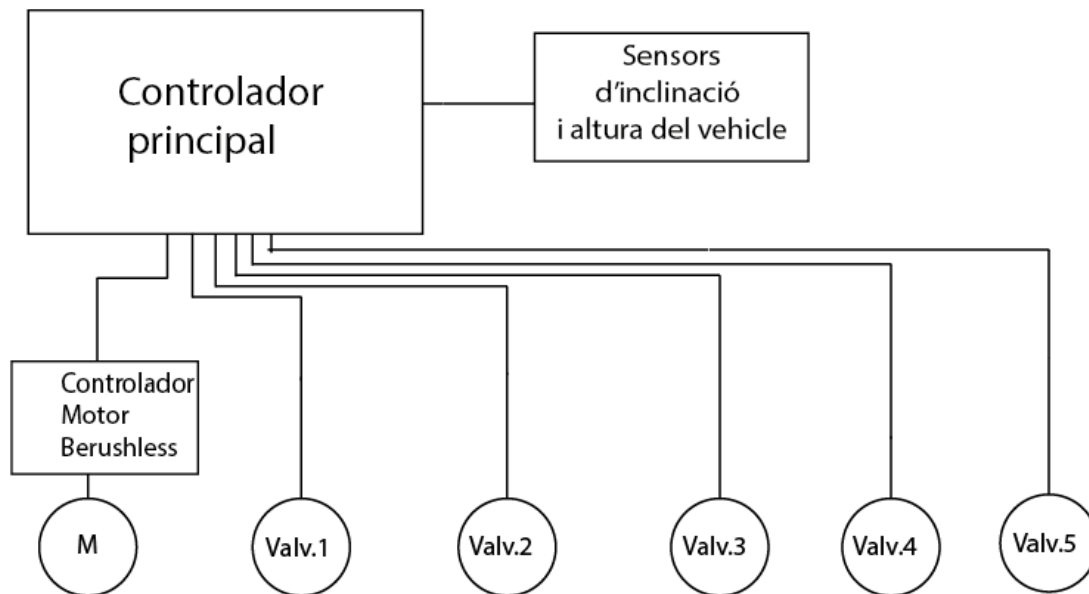


Figura 85: Diagrama basic dels components elèctrics de control del la solució hidràulica

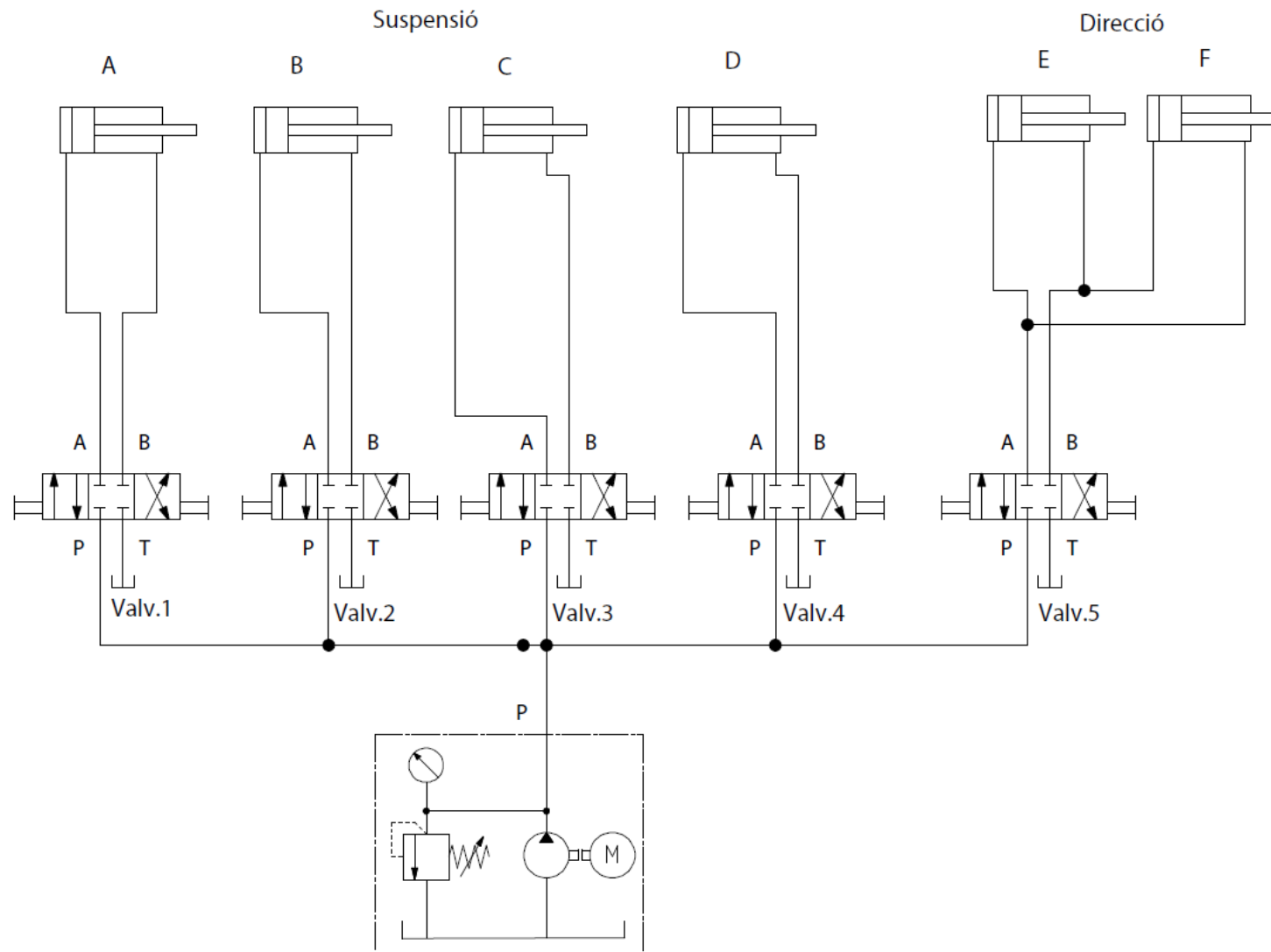



Figura 86: Esquema bàsic hidràulic per al control del vehicle.

 <b>Universitat de Lleida</b> Escola Politècnica Superior	<b>Projecte de desenvolupament, disseny i construcció del sistema d'accionament de la direcció i la suspensió adaptativa per a un vehicle a petita escala i de múltiples eixos amb bogies.</b>	
	Autor: Josep Mayoral Colomer	
	MEMÒRIA	Pàgina: 75 de 100

### 6.3. Anàlisi del sistema de control i accionament

Un cop estudiades les dues opcions, s'ha tenir clar com es realitzarà el control d'aquests sistemes.

En aquest apartat es pretén definir els elements per tal de poder realitzar un control acurat de la posició i inclinació del vehicle en qualsevol moment, així que se n'esmentaran les possibilitats a l'hora d'escollir els elements necessaris bàsics per aquest control.

#### Controlador

Per al control principal de tot el sistema s'ha de tenir un controlador que sigui l'encarregat de rebre les dades de tots els sensors, processar aquestes dades i enviar-les als actuadors necessaris.

#### Sensors

- Per tal de poder conèixer la inclinació del vehicle en un instant determinat, s'ha seleccionat el mòdul MPU6050 que duu un acceleròmetre i un giroscopi incorporats. Cada mòdul durà un sensor ubicat en el centre d'aquest, i estaran connectats al controlador Arduino.
- Un sensor de distància ultrasònic serà l'encarregat d'informar al controlador principal quina es l'altura del vehicle en un temps determinat.





## 7. Resultats finals

### 7.1. Selecció del tipus d'accionament a implementar

Després de veure tots els resultats obtinguts d'ambdues solucions estudiades fins al moment, s'observa una clara diferència en els temps dels recorreguts entre posicions extremes pel que fa als dos tipus d'actuadors proposats. En la Taula 24 es pot veure una comparativa per a la opció 1 i 2 respectivament d'ambdues solucions (per a la comparació en el cas de la solució amb motor-reductors i rosca-femella s'ha escollit l'actuador que pot funcionar amb més velocitat, i una rosca de M3, i en la solució oleohidràulica s'ha escollit el cilindre de major tamany i el temps de recorregut quan la bomba funciona a la meitat de la seva capacitat).

*Taula 24: Comparació del temps de recorregut del temps de les dues opcions en funció de la solució i del cas escollit.*

	Opció 1 (s)	Opció 2 (s)
Elèctric Cas 1	8,04	9,96
Oleohidràulic Cas1	0,72	0,92
Elèctric Cas 2	8,04	9,96
Oleohidràulic Cas2	2,84	3,67
Elèctric Cas 3	17,65	-
Oleohidràulic Cas3	1,31	-
Elèctric Cas 4	8,04	9,96
Oleohidràulic Cas4	4,18	4,99

Es pot veure clarament que l'opció amb un actuador amb motor-reductor és la solució més lenta. Aquest temps dista molt del que es pot aconseguir amb un actuador hidràulic. En aquest últim també es té la avantatge de que aquest temps es variable en funció del cabal que subministra la bomba i pot ser fàcilment controlat i modificat si es desitja un moviment més ràpid o més lent en un cert interval de temps.

Pel que fa al cost, es pot veure en la següent Taula 25 i Taula 26 que el fet d'utilitzar un sistema amb actuadors oleohidràulics és molt més car que utilitzant actuadors amb motor-reductor. Encara que aquesta última solució comporta la fabricació pròpia de molts elements.

*Taula 25: Cost dels elements comercials de l'opció amb actuadors amb motor-reductor i cargol -femella*

Elements	Unitats	Cost unitari (€)	Cost Total (€)
Motor-reductor elèctric	6	10,00	60,00
Rosca	1	2,00	2,00
Reguladors de Voltatge	5	8,00	40,00
<b>Cost total i aproximat dels elements mencionats</b>			<b>102,00</b>

*Taula 26: Cost dels elements comercials de l'opció amb actuadors oleohidràulics*

Elements	Unitats	Cost unitari (€)	Cost Total (€)
Bomba hidràulica + Motor Brushless	1	101,99	101,99
Controlador motor Brushless ESC 30A	1	19,99	19,99
Vàlvula de 5 vies M3	1	139,99	139,99
HXT Micro Servo 9g	5	5,99	29,95
Cilindres Hidràulics	6	47,99	287,94
Tub Hidràulic	4	1,02	4,08
Accessoris i unions hidràuliques	4	4,88	19,52
Fluid Hidràulic (500ml)	1	9.99	9,99
<b>Cost total i aproximat dels elements mencionats</b>			<b>613,45</b>

És per això que arribats en aquest punt s'ha optat per a la utilització d'un sistema utilitzant actuadors oleohidràulic, ara bé queda definir quina de les opcions 1, 2 o 3 s'escollirà finalment.

Un inconvenient observat de les dues primeres opcions és que, degut a la ubicació desplaçada lateralment de l'actuador respecte al pla mig del basculant es produeix un moment de torsió al basculant, cosa que no succeeix en l'opció 3, tal com es pot veure a continuació.

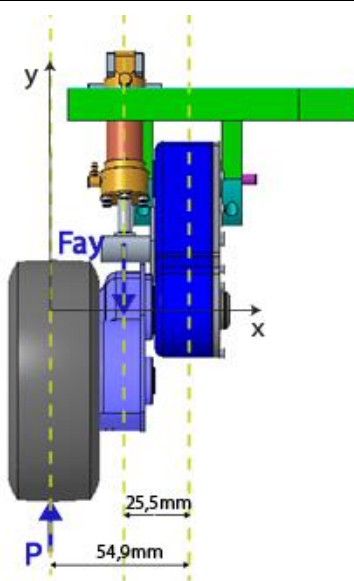


Figura 87: Representació de la carrega aplicada inicialment al model (P), i representació de la carrega de l'actuador sobre el basculant que disminueix el moment produït inicialment.

Moment de torsió al basculant:

$$F_{ay} = 108,29N$$

$$P = 60N$$

$$M_z = F_{ay} * 25,5 \text{ mm} - P * 54,9 \text{ mm} =$$

$$108,29 * 25,5 \text{ mm} - 60 * 54,9 \text{ mm} =$$

$$M_{zB} = -532,61 \text{ Nmm}$$

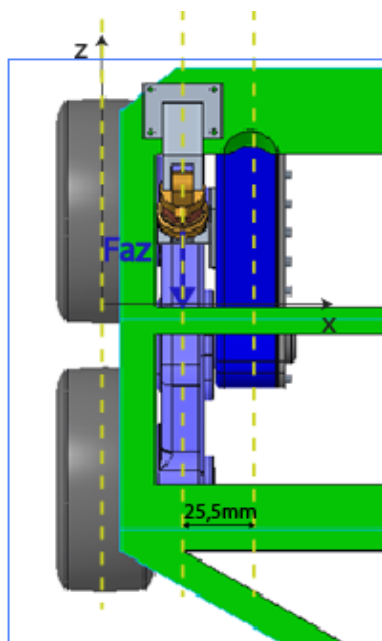


Figura 88: Representació de la carrega de l'actuador sobre el basculant generant un moment de torsió sobre aquest.

$$F_{ay} = 95,97N$$

$$M_{zB} = F_{ay} * 25,5 \text{ mm} =$$

$$95,97 * 25,5 \text{ mm} \rightarrow$$

$$M_{zB} = 2447,24 \text{ Nmm}$$

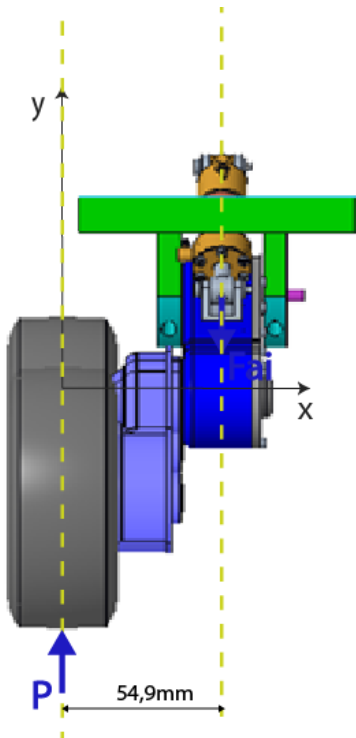


Figura 89: Representació de la càrrega aplicada inicialment al model (P), i representació de la càrrega de l'actuador sobre el centre del basculant.

$$P = 60N$$

$$M_z = P * 54,9mm = 60 * 54,9mm =$$

$$M_{zB} = 3294 Nmm$$

Es pot veure que en les opcions 1 i 2 proposades apareix un moment torçor tant en l'eix Y com en el Z al basculant considerable que no es pot negligir. Tot i que el moment torçor en Z es redueix de l'inicial, apareix un moment en Y no contemplat en l'estudi del basculant que generant un sobre esforç que inicialment no estava previst. Mentre que en l'opció 3 proposada aquesta parella de moments no apareixen i no generen cap mena d'esforços addicionals al basculant.

És per aquest motiu, i per que la fabricació de les peces d'unió de la primera i segona opció és més complexa que la de l'opció 3, que s'ha optat per a seleccionar aquesta última opció com a solució final proposada per a un actuador oleohidràulic.



### Selecció de la bomba hidràulica

S'ha seleccionat la bomba hidràulica d'engrenatges amb un motor sense escombretes "brushless" M3 amb el dipòsit de longitud 50mm integrat. El motor és de 1000KV (té una velocitat de 1000 rpm per cada Volt que se li apliqui), funciona amb un voltatge de 7.4 o 11.1V i es pot accionar amb una bateria LIPO. Per a controlar aquest motor, serà necessari el controlador de velocitat ESC de 30A.

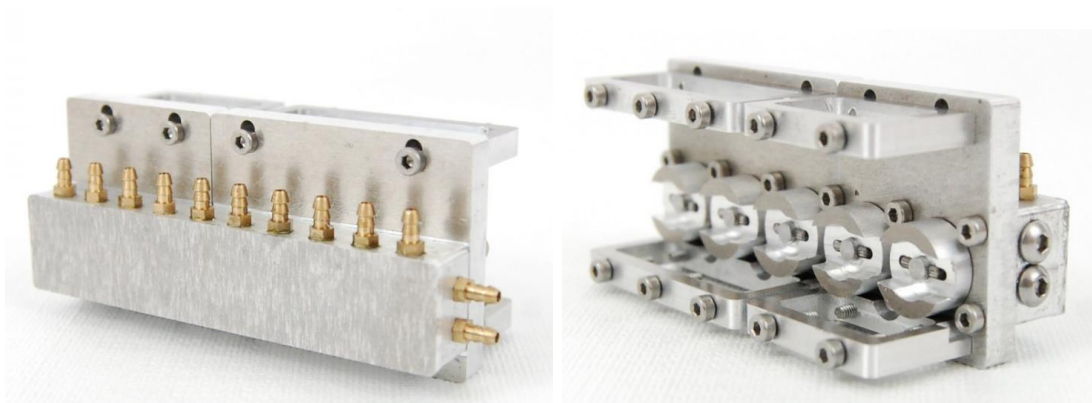
El fet d'utilitzar un motor sense escombretes proporcionarà un control més precís en les revolucions del motor i per tant es podrà obtenir de forma més concreta el cabal desitjat en cada moment.



*Figura 90: Imatge de la bomba hidràulica i els components utilitzats i necessaris per a l'accionament d'aquesta*

### Selecció de les vàlvules hidràuliques

S'ha seleccionat un mòdul de 5 vàlvules de 4 vies amb posició regulable que permetrà un control més precís del cabal que subministra. Cada vàlvula regula la seva posició gràcies al servomotor HXT 9g.



*Figura 91: Imatge de la vàlvula hidràulica utilitzada*



*Figura 92: Imatge del component utilitzat necessaris per a l'accionament de les vàlvules hidràuliques*



## 7.2. Disseny de detall final en 3D i construcció del conjunt

En aquest apartat, es procedeix a explicar i mostrar tots els elements del disseny de cadascun dels elements. Fent un detall de tots aquells elements o aspectes importants en el disseny que no s'hagin detallat prèviament.

Se'n dimensionaran els elements del conjunt que únicament rebin esforços produïts per els elements d'aquest treball, tal que siguin capaços de suportar les forces calculades prèviament.

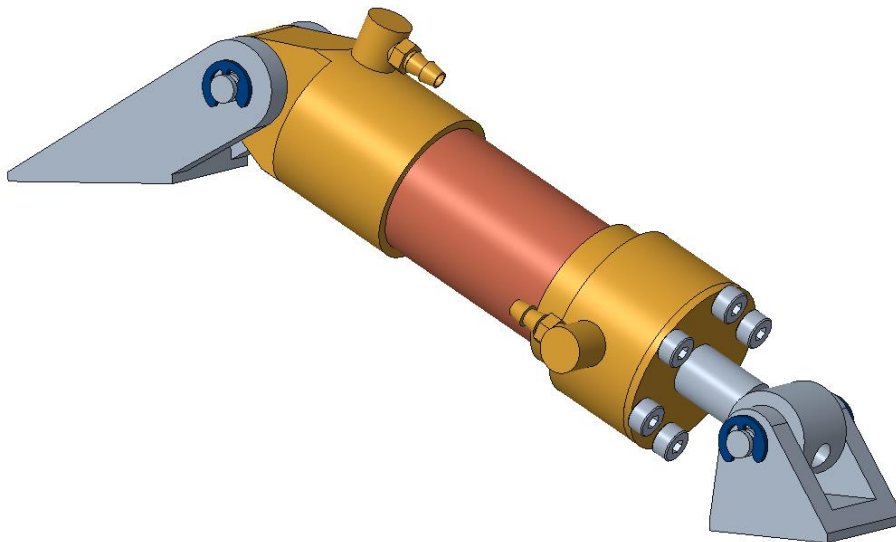
En la Figura 93 i Figura 94 es mostra el conjunt actuador amb els suports, en la segona imatge es pot veure un explosionat del conjunt amb tots els elements d'enllaç i fixació.

De la Figura 95 a la Figura 97 es mostra en diferents vistes tot el conjunt general de la suspensió d'un dels mòduls.

De la Figura 98 a la Figura 100 es mostra el mòdul de direcció en diferents vistes i l'explosionat del disseny de detall d'aquest.

### Disseny Final

#### Conjunt Suspensió



*Figura 93: Vista general del conjunt actuador amb els suports de l'opció final*

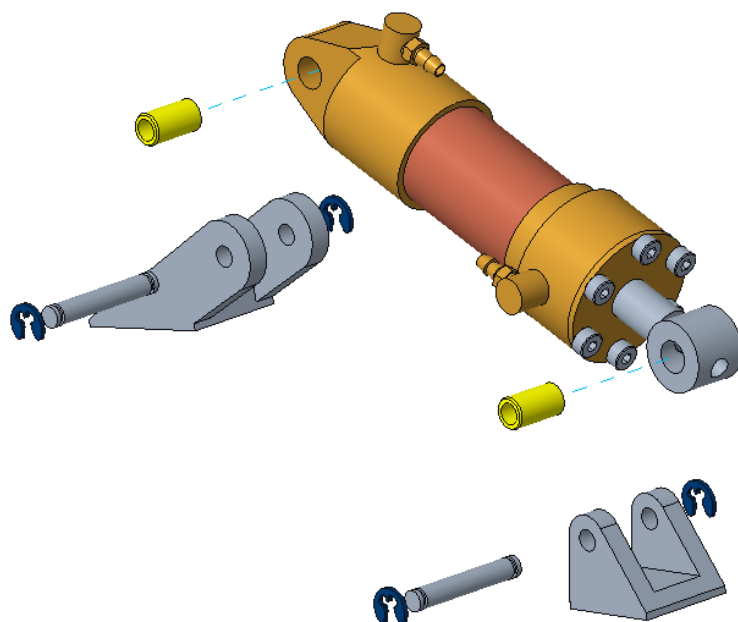


Figura 94: Vista en explosionat del conjunt actuador amb els suports de l'opció final

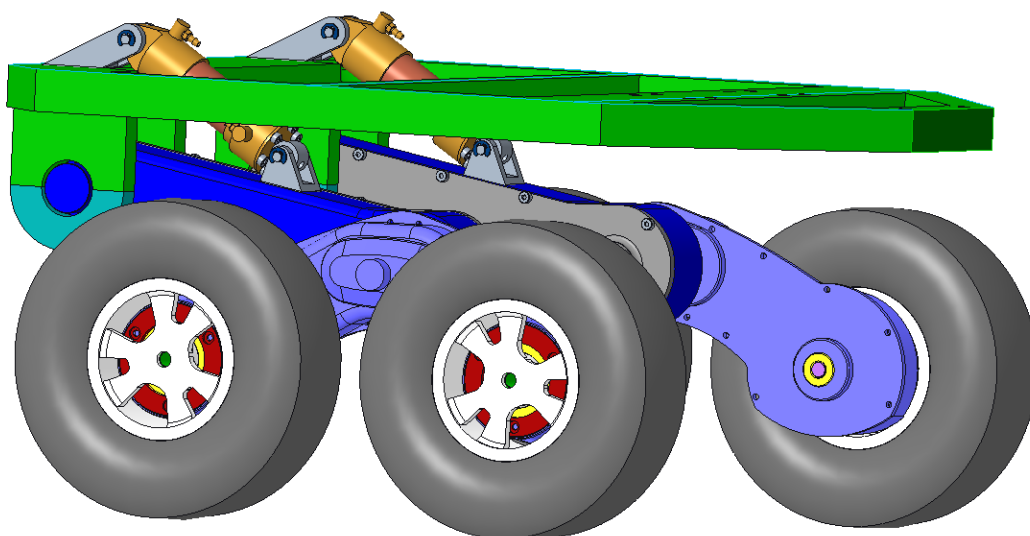


Figura 95: Vista general del disseny de l'opció final escollida



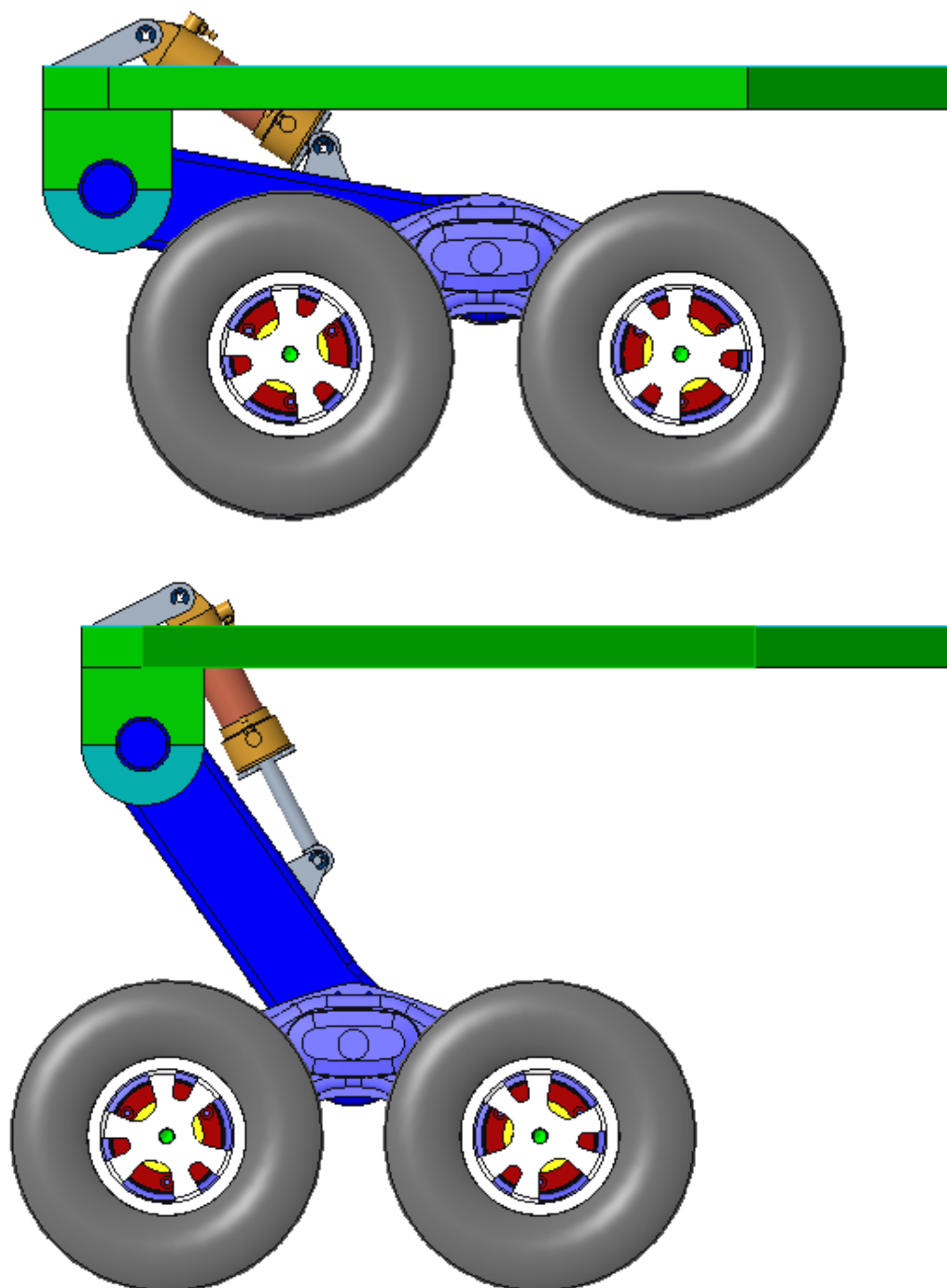
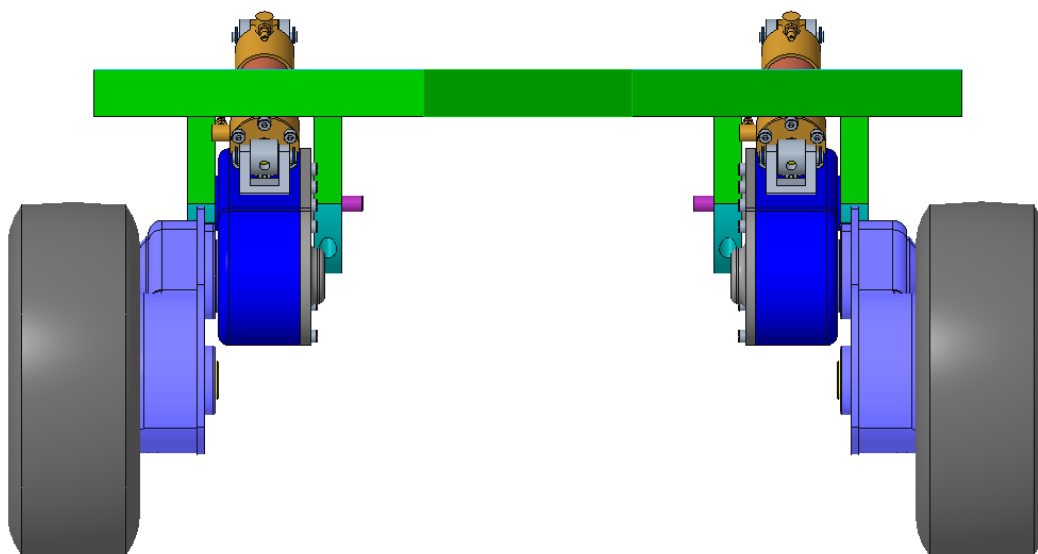


Figura 96: Vista en alçat de les dues posicions extremes del disseny de l'opció final de la suspensió



*Figura 97: Vista en perfil del disseny de l'opció final de la suspensió*



## Conjunt Direcció

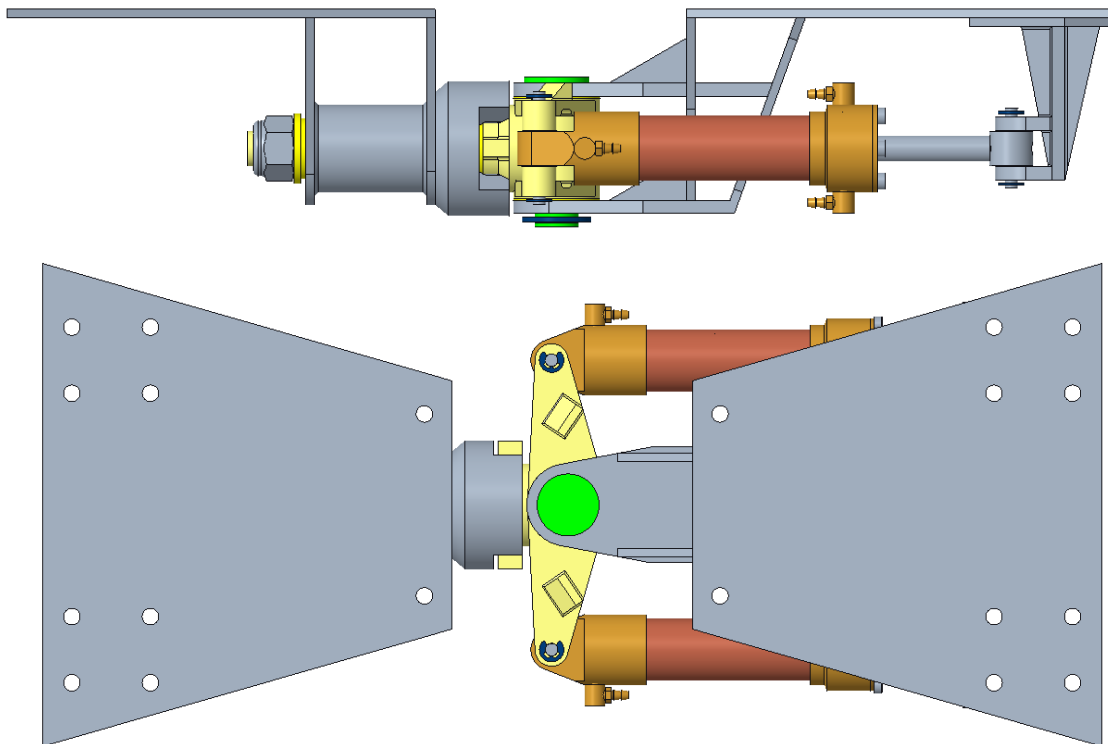


Figura 98: Vista en alçat i en planta del disseny del mòdul de la direcció

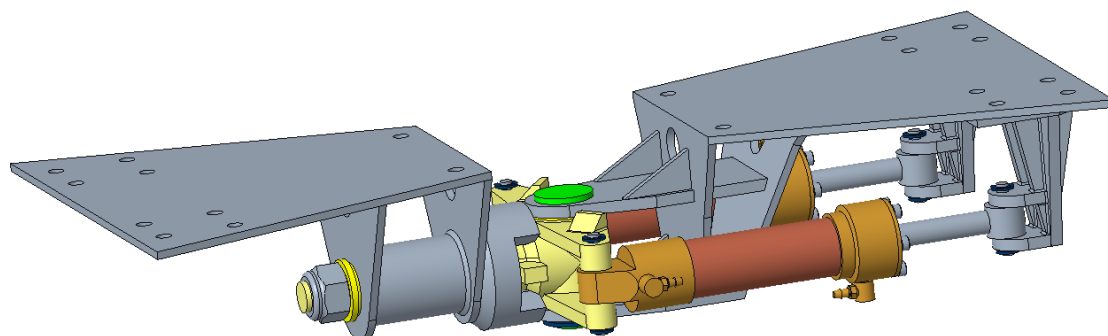
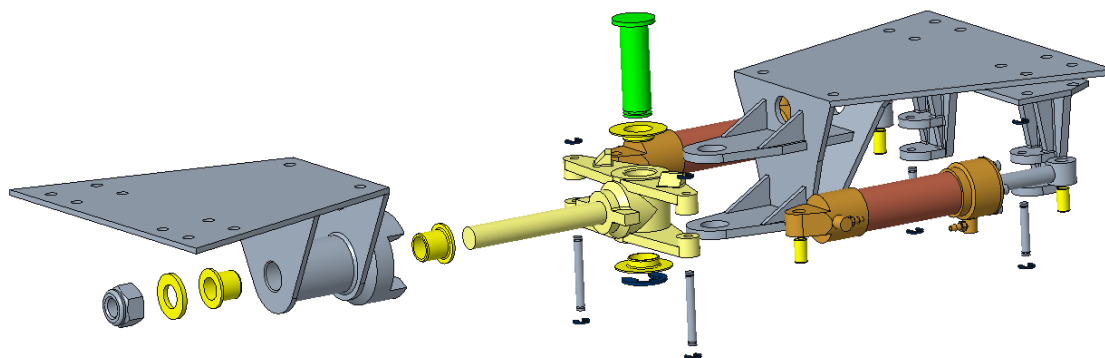


Figura 99: Vista general del disseny del mòdul de la direcció



*Figura 100: Vista de l'explosionat del disseny del mòdul de la direcció*



## Conjunt General

En la Figura 101 es mostra l'alçat i planta de tot el conjunt ja muntat amb els elements de la direcció i la suspensió. En la Figura 102 i Figura 103 una vista general del vehicle amb i sense elements de subministrament oleohidràulic. En la Figura 104 es mostra un explosionat del conjunt final.

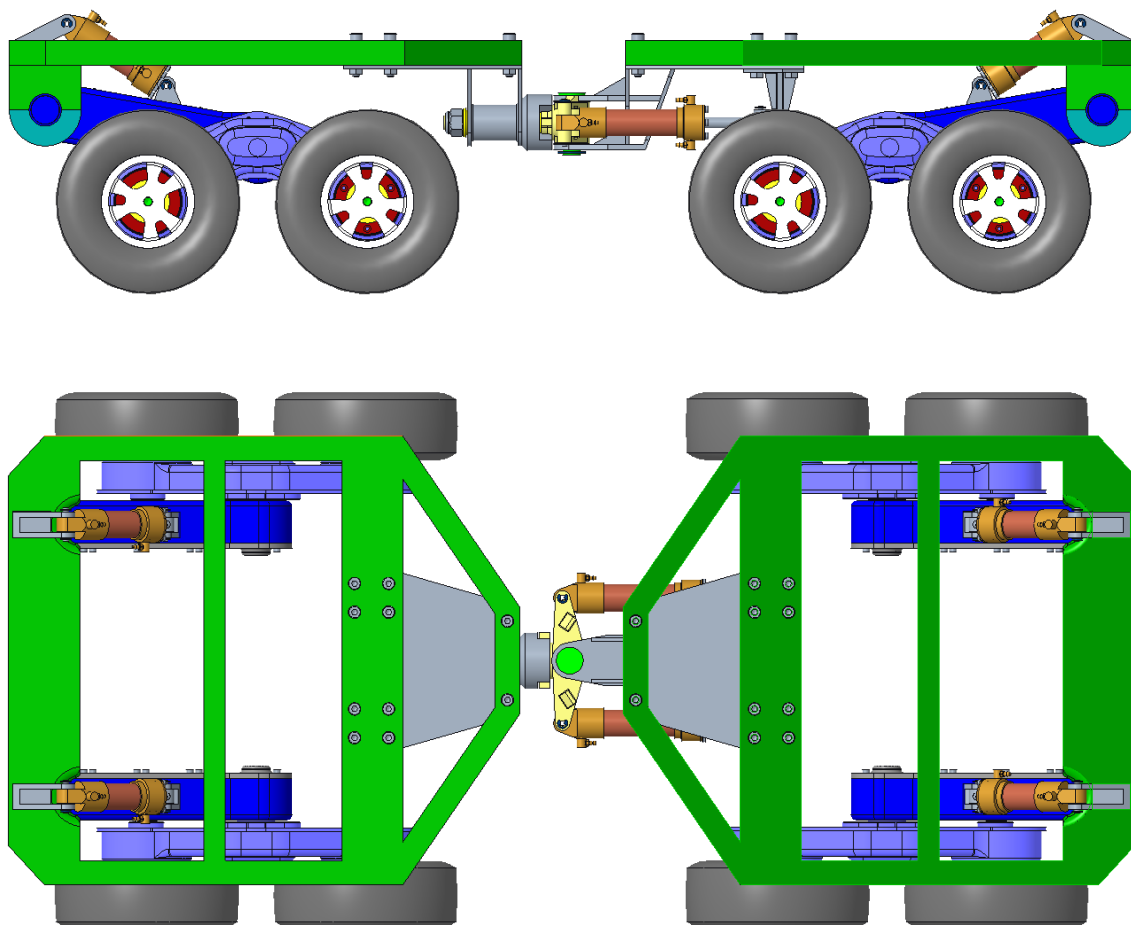


Figura 101: Vista en alçat i en planta del disseny final del vehicle sense bomba hidràulica ni grup de vàlvules

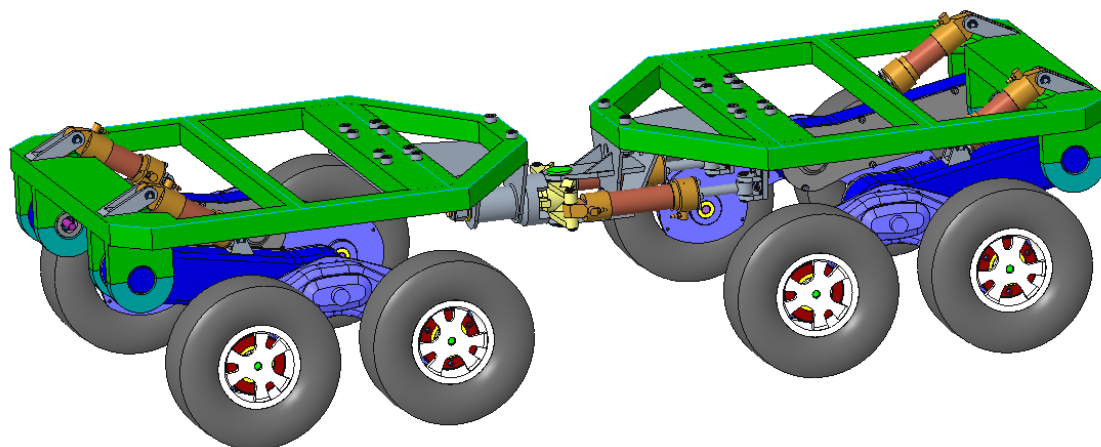


Figura 102: Vista general del disseny final del vehicle sense bomba hidràulica ni grup de vàlvules

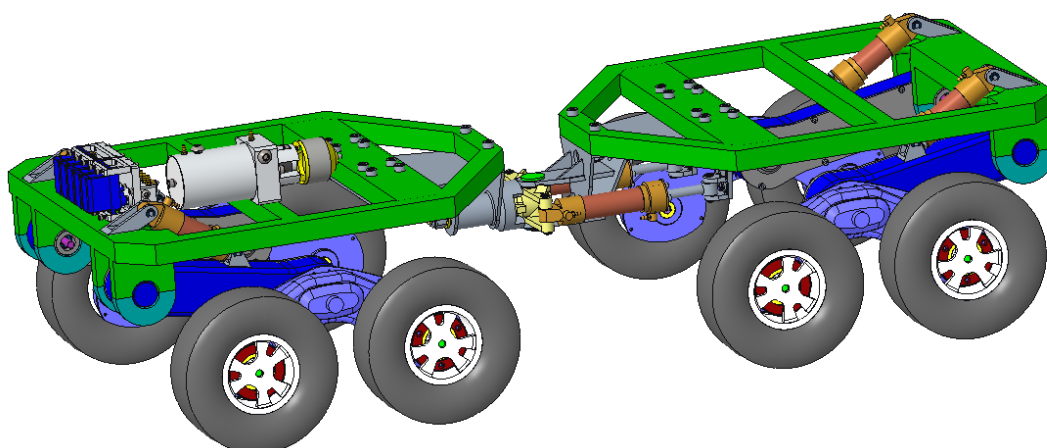


Figura 103: Vista general del disseny final del vehicle

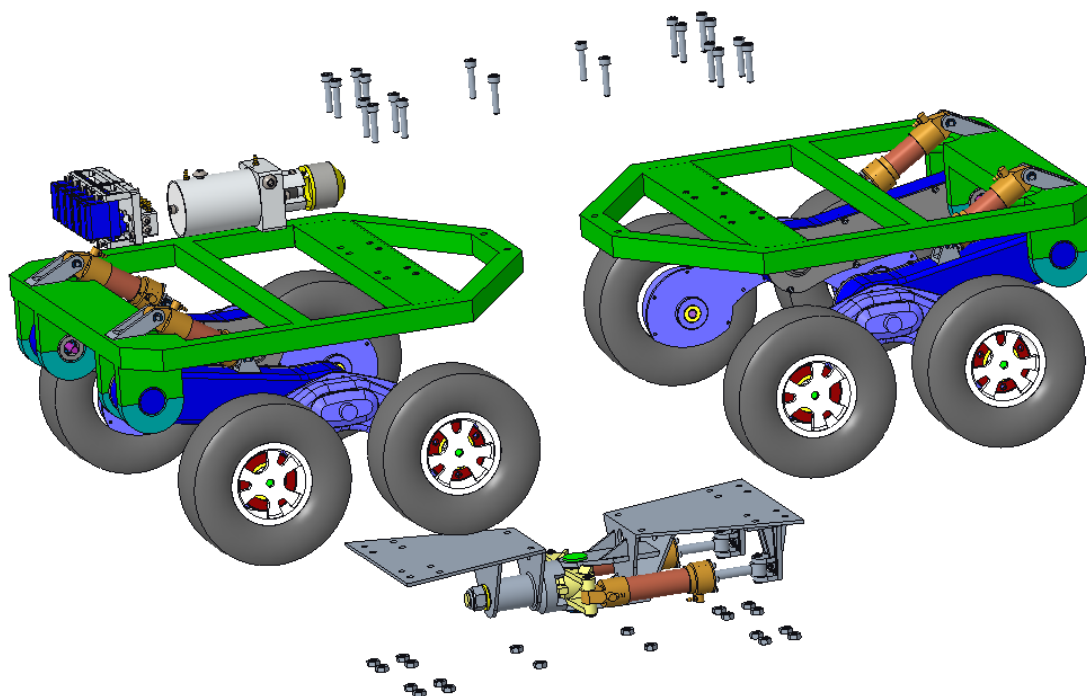


Figura 104: Vista en explosionat del disseny final del vehicle



## Càlcul d'esforços dels elements

Tots els elements tractats en aquest apartat es considera que seran fabricats amb PLA que té un límit elàstic de uns 70Mpa, excepte els bulons que es realitzaran en alumini i que té un límit elàstic de 110Mpa. Es marca un coeficient de seguretat en tots els casos de 1,5.

Per tant es considera una tensió admissible del material de:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e^{PLA}}{C_s} = \frac{70Mpa}{1,5} = 46,66N/mm^2$$

## Conjunt suspensió

### Disseny i dimensionament del suport Superior (Xassís-Actuador)

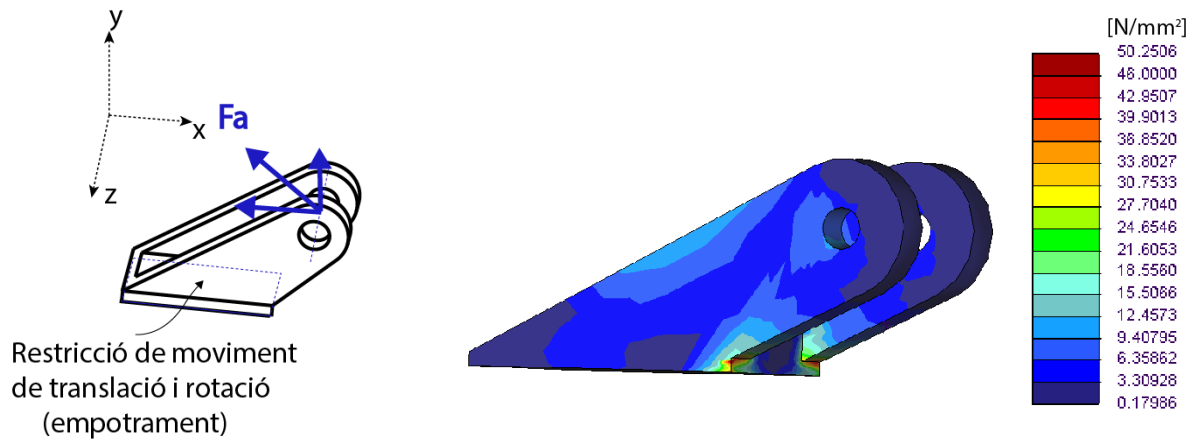


Figura 105: Diagrama de forces i simulació de resistència (PTC CREO) d'esforços de l'equivalent de Von Mises del suport superior de la suspensió en la màxima exigència d'esforços, on  $F_a$  és la màxima força que fa l'actuador de la suspensió amb 144,7N.





### Disseny i dimensionament del suport Inferior (Actuador-Basculant)

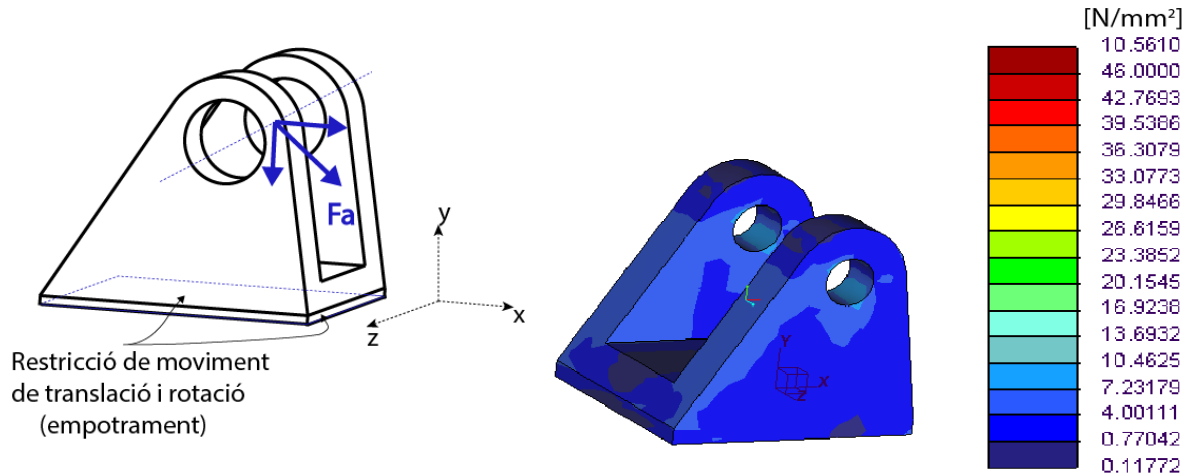
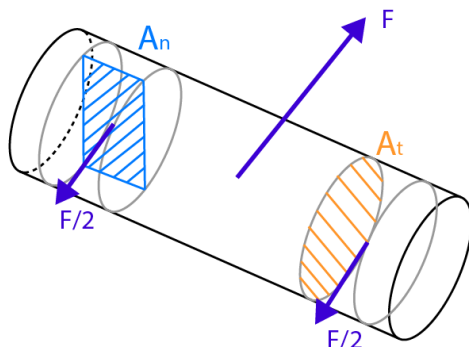


Figura 106: Diagrama de forces i simulació de resistència (PTC CREO) d'esforços de l'equivalent de Von Mises del suport superior de la suspensió en la màxima exigència d'esforços, on  $F_a$  és la màxima força que fa l'actuador de la suspensió amb 144,7N.

### Càlcul dels bulons que materialitzen les articulacions de la suspensió.

En aquesta part es comprova si el buló pot suportar els esforços sense superar la tensió admissible d'aquest. En el cas de l'opció 3 s'ha vist que la força màxima és de 144,7 N. Així doncs:



$$\sigma_n = \frac{F/2}{A_n} = \frac{F/2}{D * e} =$$

$$\frac{144,7/2}{3 * 3} = 8 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{max} = \frac{4}{3} * \frac{F/2}{A_t} =$$

$$\frac{F/2}{\frac{\pi * D^2}{4}} = \frac{144,7/2}{\frac{\pi * 3^2}{4}} = 13,52 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{3 * \tau_{max}^2} = 23,52 \text{ N/mm}^2$$

Figura 107: Representació de les seccions i forces d'estudi en el boló d'alumini

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e^{Al6061-T4}}{C_s} = \frac{110}{1,5} = 73,33 \text{ N/mm}^2$$

S'observa que tant la tensió normal com la equivalent de la tensió tallant no superen a la tensió admissible del material.



## Conjunt direcció

### Disseny i dimensionament del suport (Xassís-Actuador)

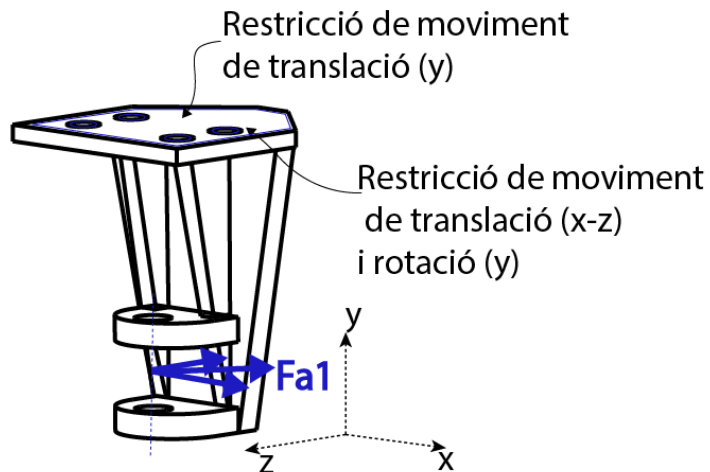


Figura 108: Diagrama de forces del suport de la direcció en la màxima exigència d'esforços, on  $F_{a1}$  és la màxima força que fa l'actuador de la direcció amb 239,9 N

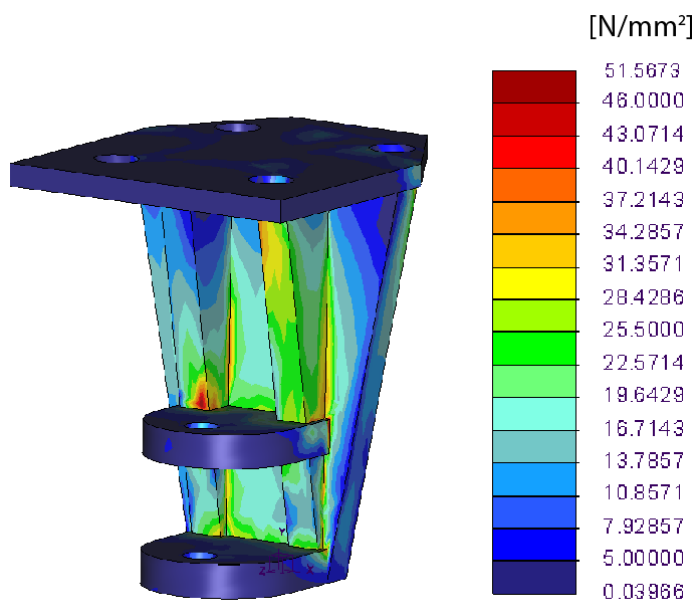


Figura 109: Simulació de resistència (PTC CREO) d'esforços de l'equivalent de Von Mises del suport de la direcció.



### Disseny i dimensionament de la peça intermitja

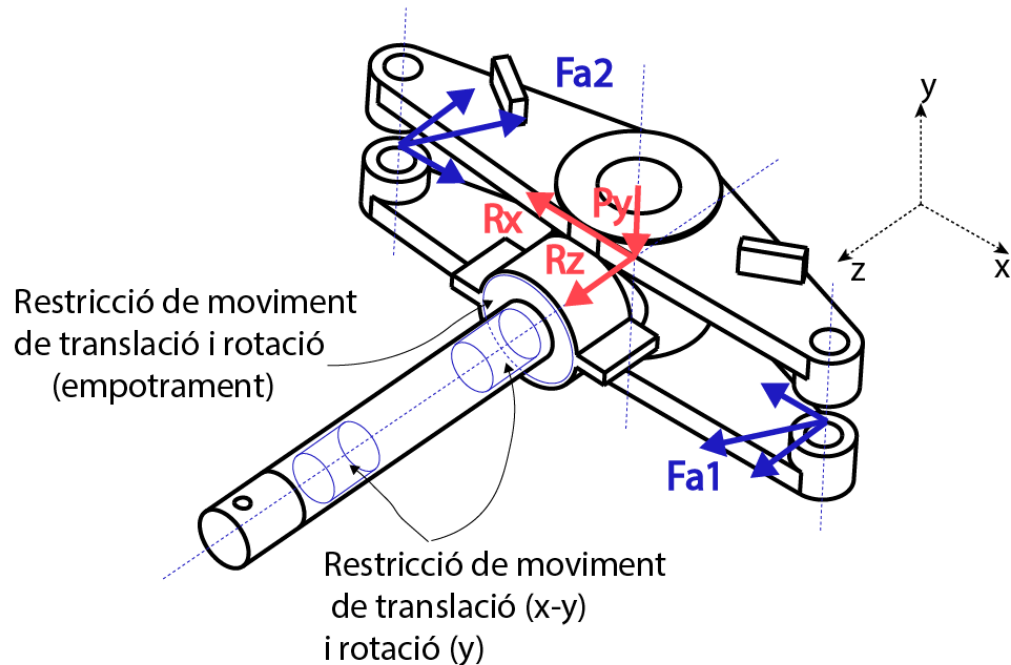


Figura 110: Diagrama de forces del suport de la direcció en la situació de màxima exigència de la peça. On  $F_{a1}$  i  $F_{a2}$  són les forces que fan els actuadors de la direcció amb 239,9N i 147,9N respectivament,  $P_y$ ,  $R_x$  i  $R_z$  son les reaccions del suport del xassís amb una força de 60N, 55,12N i 26,35N, respectivament.

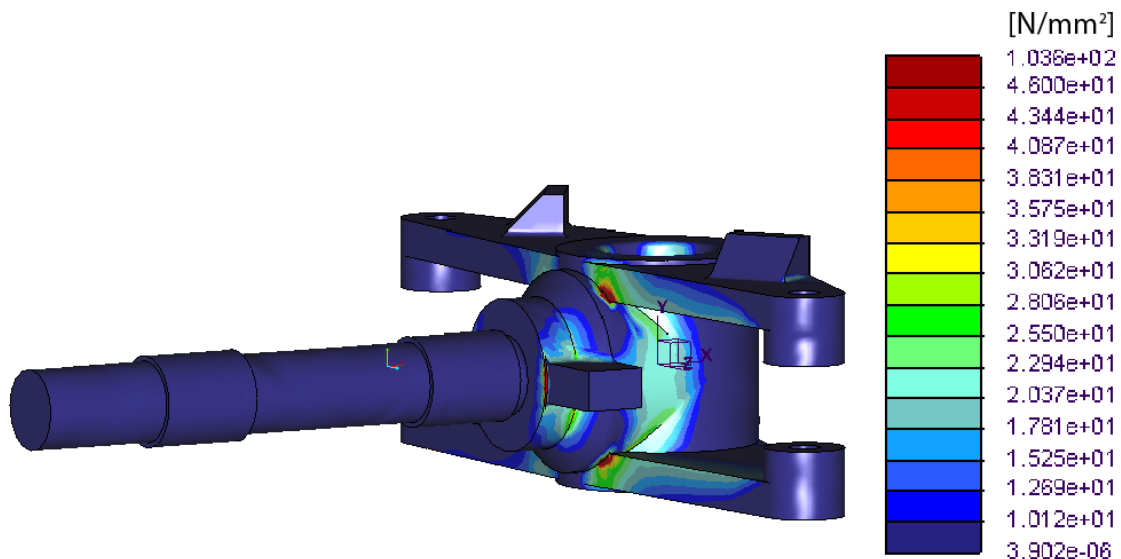


Figura 111: Simulació de resistència (PTC CREO) d'esforços de l'equivalent de Von Mises de la peça intermitja..



*Disseny i dimensionament dels suports principals (Xassís-Peça intermitja)*

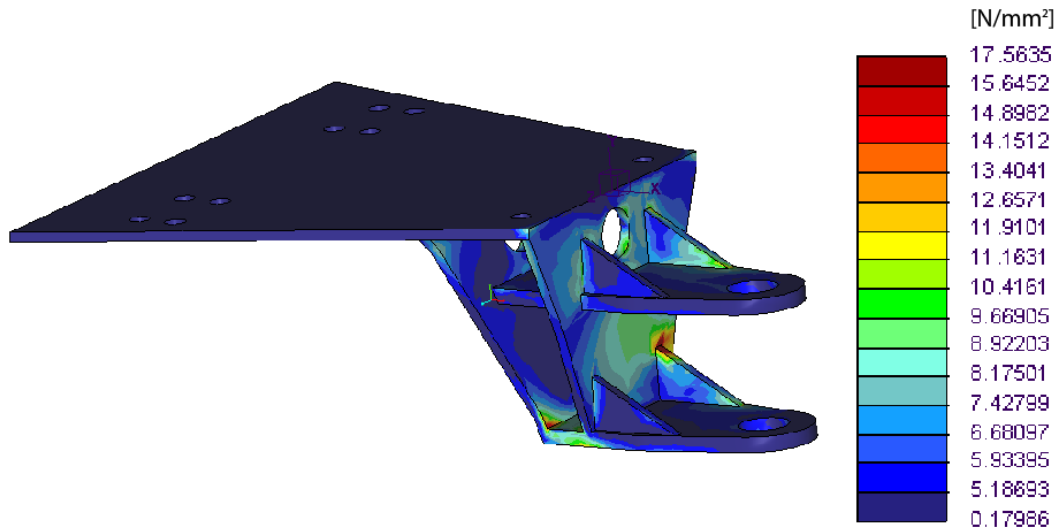


Figura 112: : Simulació de resistència (PTC CREO) d'esforços de l'equivalent de Von Mises d'un dels suports principals..

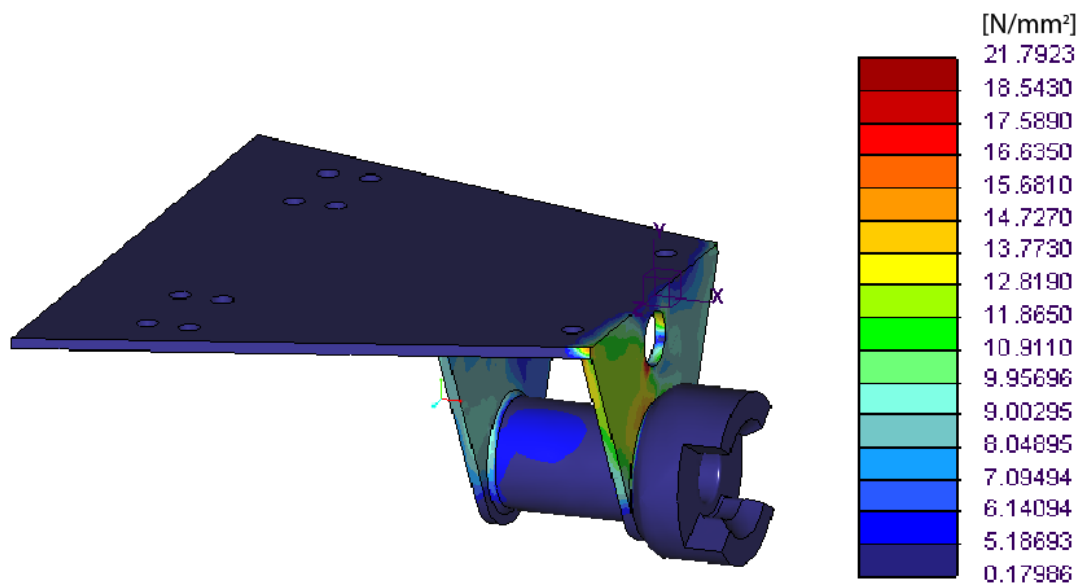


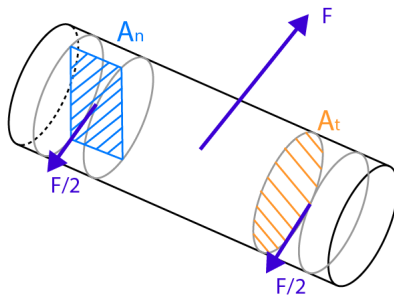
Figura 113: Simulació de resistència (PTC CREO) d'esforços de l'equivalent de Von Mises d'un dels suports principals..



*Càlcul dels bulons i orelles que materialitzen les articulacions.*

Es comprova si els bulons de la direcció poden superar els esforços sense superar la tensió admissible. En el cas de la direcció s'ha vist que els bolons més petits són els que reben una major força de 237,7 N.

Així doncs:



$$\sigma_n = \frac{F/2}{A_n} = \frac{F/2}{D * e} =$$

$$\frac{237,7/2}{3 * 3} = 13,21 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{max} = \frac{4}{3} * \frac{F/2}{A_t} =$$

$$\frac{F/2}{\frac{\pi * D^2}{4}} = \frac{144,7/2}{\frac{\pi * 3^2}{4}} = 22,41 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{3 * \tau_{max}^2} = 38,82 \text{ N/mm}^2$$

Figura 114: : Representació de les seccions i forces d'estudi en el boló

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e^{Al6061-T4}}{C_s} = \frac{110}{1,5} = 73,33 \text{ N/mm}^2$$


S'observa que tant la tensió normal com la equivalent de la tensió tallant no superen a la tensió admissible del material.

Es pot veure que en cap dels bulons estudiats els esforços exigits supera el seu límit elàstic i per tant tots treballaran sense perill de trencament i a un alt coeficient de seguretat.

En el cas de les peces estudiades i que seran de PLA, no passa el mateix i en algunes d'aquestes en l'estudi de simulació d'esforços realitzat amb el PTC CREO es supera lleugerament la tensió admissible considerat en aquest material.

Aquest valor més elevat és molt localitzat en totes les peces i probablement siguin concentracions de tensions que es podrien reduir si s'optimitzés el disseny i es realitzessin alguns arrodoniments en les cantonades. Com que les peces no treballen a fatiga constant, aquestes tensions elevades, que són molt localitzades, probablement no tinguin efectes crítics a les peces.

Així doncs s'ha considerat que les peces estudiades aguantarien els esforços exigits.

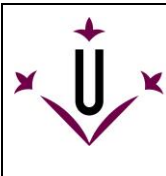
 <b>Universitat de Lleida</b> Escola Politècnica Superior	<b>Projecte de desenvolupament, disseny i construcció del sistema d'accionament de la direcció i la suspensió adaptativa per a un vehicle a petita escala i de múltiples eixos amb bogies.</b>	
	Autor: Josep Mayoral Colomer	
	MEMÒRIA	Pàgina: 97 de 100

### 7.3. Programació del mòdul controlador Arduino

En aquest apartat s'explica breument com s'ha arribat a la solució final de la programació del controlador.

El sistema de control d'aquest vehicle haurà de ser compost per un mòdul principal Arduino, el qual rep informació dels sensors acceleròmetres i giroscopis, i del o dels sensors de distància els quals informaran al controlador de l'alçada del terra a la que es troba el vehicle en tot moment.

El controlador s'encarregarà de transformar aquesta informació i fer els càlculs pertinents per tal de poder conèixer l'angle d'inclinació a la que es troba el vehicle. En funció de l'angle calculat, aquest s'encarregarà de moure els s'obriran i/o es tancaran les vàlvules de la direcció

 Universitat de Lleida Escola Politècnica Superior	<b>Projecte de desenvolupament, disseny i construcció del sistema d'accionament de la direcció i la suspensió adaptativa per a un vehicle a petita escala i de múltiples eixos amb bogies.</b>	
	Autor: Josep Mayoral Colomer	
	MEMÒRIA	Pàgina: 98 de 100

## 8. Conclusions i valoracions

Aquest treball de final de grau és un seguiment de dos treballs realitzats anteriorment; el primer on es definia el bogi en detall i es mostrava una idea bàsica de com havien de ser altres elements com en conjunt motriu, basculant, etc i un segon treball on es va definir el disseny de detall del bogie i el sistema de propulsió.

Aquest treball surt de la proposta del tutor en realitzar aquest treball, i l'anterior nombrat en paral·lel, però per causes tècniques i de calendaris, ja que aquest treball necessitava que l'anterior estès completament definit, no va poder-se dur a terme en paral·lel i va acabant endarrerint-se uns mesos.

Es valora molt positivament el repte superat, i l'aprenentatge que s'ha adquirit al llarg d'aquest projecte on s'han tractat temes ja estudiats al llarg de la carrera, i també s'ha acabat realitzant un projecte tècnic, intentant que aquest fos el més explicatiu, organitzat i detallat possible. S'han superat dificultats com adaptar un disseny propi per a que s'adeqüi als elements comercials incorporats.

En aquest treball s'ha acabat definint un disseny detall del sistema de suspensió del vehicle, i també un disseny de detall de la direcció d'aquest mateix. Finalment s'ha definit una ubicació provisional dels elements hidràulics de subministrament i s'ha fet una menció als elements necessaris per al control d'aquest vehicle.

El resultat final d'aquest treball no és pas un resultat definitiu, ja que aquest vehicle encara li queden molts elements per ser muntats i estudiats, i és possible que algun dels elements, sobretot els de subministrament oleohidràulic, puguin ser reubicats. Tot i que a priori sembla que el funcionament és el correcte, per tal de fer una validació d'aquest vehicle i del funcionament d'aquest s'hauria d'haver construït i així poder observar el seu comportament i solucionar alguns detalls i inconvenients que poguessin haver sortit.

Aquesta última part mencionada de construir el prototip es tenia planejada fins que hi va haver la pandèmia de la COVID-19, que va fer que el projecte anterior a aquest es retrassés i que es dificultés la comunicació amb el tutor. Aleshores es va fer un replanteig del treball i es va deixar en segon pla la construcció d'aquest prototip, i també el muntatge i programació de tota la part electrònica i de control que també s'havia tingut present a l'inici d'aquest.

A nivell personal valoro molt positivament tota la feina que s'ha dut a terme, i la capacitat que s'ha tingut a l'hora d'estudiar-ne el comportament del vehicle i com ha quedat el disseny final. Remarcar que m'hagués agradat disposar de més temps per poder construir i muntar el prototip, cosa que pot ser que es faci en un futur amb una impressora 3D que he adquirit fa poc temps.



## 9. Planificació

En la Taula 27 es mostren les dates d'inici i final i la duració de les tasques realitzades, actualitzades al final del projecte. En la Figura 115 es mostra el diagrama de Gantt actualitzat al final d'aquest projecte.

Taula 27: Dates d'inici i final i duració de cada tasca del treball

Nom de la Tasca	Duració (dies)	Començament	Acabament
<b>Proposta del treball</b>	15	13/01/2020	28/01/2020
<b>Redacció de la memòria</b>	261	28/01/2020	15/10/2020
<b>Estudi inicial del sistema a escollir</b>	45	28/01/2020	13/03/2020
<b>Disseny inicial de les solucions (3D)</b>	100	20/02/2020	30/05/2020
<b>Estudi de detall de les dues opcions</b>	120	25/03/2020	23/07/2020
<b>Anàlisi de solucions</b>	80	05/05/2020	24/07/2020
<b>Disseny de detall de les solucions (3D)</b>	80	01/07/2020	19/09/2020
<b>Redacció de l'annex</b>	50	01/07/2020	20/08/2020
<b>Realització de tots els plànols</b>	58	15/08/2020	12/10/2020
<b>Estudi inicial dels elements de control</b>	35	05/09/2020	10/10/2020
<b>Resum i conclusions del treball</b>	10	05/10/2020	15/10/2020

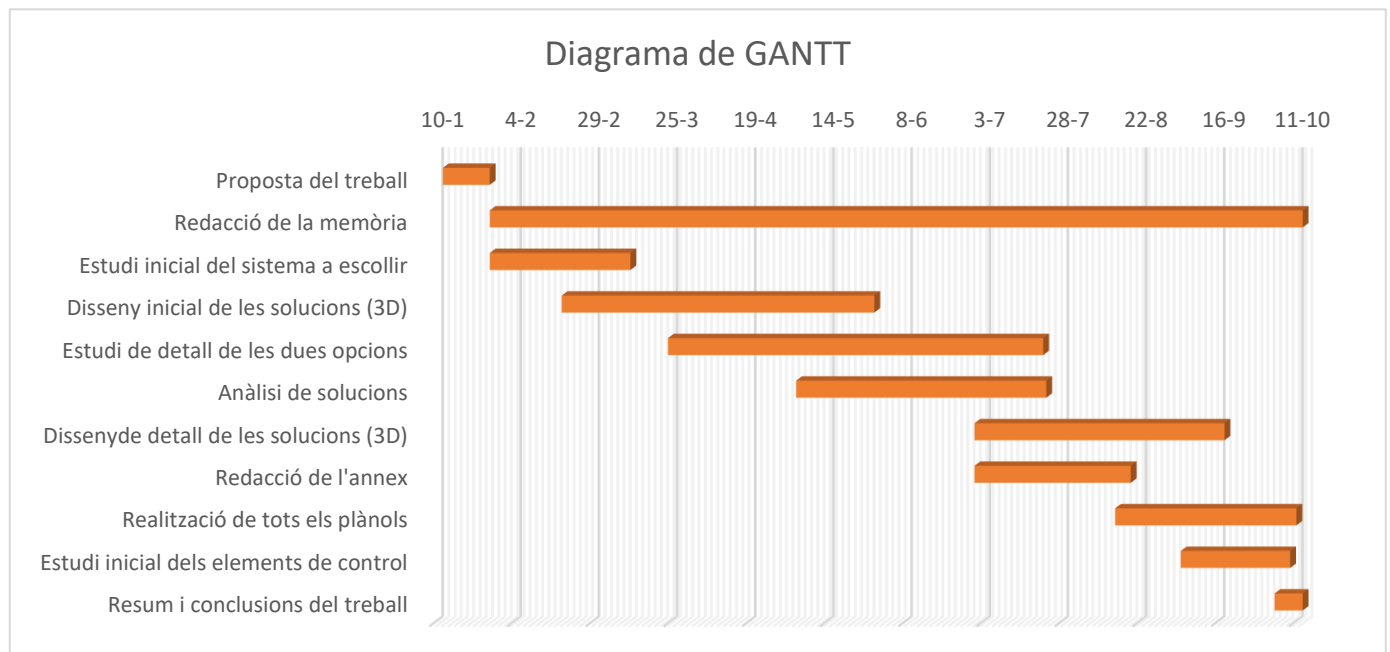



Figura 115: Diagrama de Gantt del projecte



 <b>Universitat de Lleida</b> Escola Politècnica Superior	<b>Projecte de desenvolupament, disseny i construcció del sistema d'accionament de la direcció i la suspensió adaptativa per a un vehicle a petita escala i de múltiples eixos amb bogies.</b>	
	Autor: Josep Mayoral Colomer	
	MEMÒRIA	Pàgina: 100 de 100

## 10. Agraïments

Finalitzat aquest treball de fi de grau, només queda agrair al tutor, Joan Roca Enrich, l'ajuda que ha suposat pel temps que ha dedicat en la supervisió, col·laboració i també en els consells del disseny i estudi dels elements que conformen aquest treball.